



TAMPEREEN TEKNIILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TUOMO ISTOLAHTI
DIESELMOOTTORIN MEKANIKKAKEHITYKSEEN TEHTYJEN
SIMULOINTIMALLIEN HYÖDYNTÄMINEN OHJAUSJÄRJESTEL-
MÄN TUOTEKEHITYKSESSÄ
Diplomityö

Tarkastaja: professori Matti Vilkkö
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 7. syyskuuta
2016

TIIVISTELMÄ

TUOMO ISTOLAHTI: Dieselmoottorin mekaniikkakehitykseen tehtyjen simulointimallien hyödyntäminen ohjausjärjestelmän tuotekehityksessä

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 54 sivua

Joulukuu 2016

Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Prosessien hallinta

Tarkastaja: professori Matti Vilkkö

Avainsanat: GT-Power, fast running model, mallinnus, model-in-the-loop, software-in-the-loop, dieselmoottorin ohjausjärjestelmä

Viime vuosien dieselmoottoreiden tiukentuneet päästörajoitukset ovat asettaneet haasteita dieselmoottorin valmistajille, joka on johtanut muun muassa moottorin ohjausjärjestelmän monimutkaistumiseen. Osaksi tästä syystä ohjausjärjestelmää on siirrytty kehittämään mallipohjaisilla kehitystyökaluilla, joka nopeuttaa ohjausjärjestelmän kehitystä. Mallipohjaisessa kehityksessä käytetään erilaisia in-the-loop-simulointeja testaamaan ja simuloimaan kehitettävää järjestelmää sen eri kehitysvaiheissa. Tämän työn tarkoituksena oli tutkia, miten AGCO Powerilla käytössä olevia yksityiskohtaisia, alun perin moottorin mekaniikkakehityksen tarpeisiin tarkoitettuja GT-Power-simulointimalleja voidaan käyttää ohjausjärjestelmän kehityksessä in-the-loop-simulointien malleina.

GT-Power-mallia ei sellaisenaan voi käyttää in-the-loop-simuloinnissa, vaan sitä joudutaan yksinkertaistamalla nopeuttamaan, sekä siirtämään Simulink-ympäristöön. GT-Power-mallin yksinkertaistukseen on olemassa kaksi erilaista ja vakiintunutta tapaa: keskiarvomalli ja fast running model (FRM-malli). Työssä valittiin kirjallisuuskatsauksen sekä mallille määriteltyjen vaatimusten perusteella näistä toinen, FRM-malli, josta tehtiin ohjausjärjestelmäkehitykseen soveltuva malli. Moottori, josta FRM-malli tässä työssä tehtiin, oli AGCO Powerin 6-sylinterinen ja 7,4 litrainen moottori. Lisäksi työssä tehtiin myös mallin rakentamisen toimintakaavio ja määriteltiin sen toimijat.

Uudelle mallille tehtiin erilaisia testejä sen käyttökelpoisuuden varmistamiseksi. Testeissä verrattiin mallin toimintaa oikean moottorin mittauksiin, tai asiantuntijat arvioivat sen toimintaa. Testien perusteella työssä tehty FRM-malli toimi oikein ja riittävän tarkasti. Mallin nopeudeksi mitattiin noin 8-15 kertaa hitaampi kuin reaaliaika, riippuen simuloitavasta tilanteesta. Nopeutensa takia se ei soveltunut HIL-simulointiin, jonka mallilla on vaatimus toimia reaaliajassa. MIL- ja SIL-simuloinneilla tätä vaatimusta ei ole, joten niiden malliksi työssä tehty FRM-malli soveltui.

ABSTRACT

TUOMO ISTOLAHTI: Use of detailed diesel engine simulation models in development of engine control system

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 54 pages

December 2016

Master's Degree Programme in Automation Engineering

Major: Process Automation

Examiner: Professor Matti Vilkkö

Keywords: GT-Power, fast running model, modelling, model-in-the-loop, software-in-the-loop, diesel engine control system

Diesel engines' tightened emission limits have set new challenges to the engine manufacturers, which have led for example to a more complex engine control systems. Partly because of this designers have started to develop engine control systems in model-based design (MBD) tools, which make developing faster. In model-based design it is common to use different in-the-loop simulations to test and simulate the system under development in different development phases. The purpose for this thesis was to study how detailed GT-Power simulation models that are originally designed for diesel engine's mechanical development can be used in engine control system design as in-the-loop simulation models. This work is done with AGCO Power research and development department and they have GT-Power models from their engines.

Before using GT-Power simulation model in in-the-loop simulation, the model needs to be simplified and exported to Simulink environment. There are two different established ways to make GT-Power model faster: a mean value model (MVM) and a fast running model (FRM). In this work one of these two models is chosen according to literature review and requirements defined for the model. In this work engine control system development suitable FRM is carried out from AGCO Power's 6 cylinder and 7.4 litre engine. Also functional diagram about how the model is done and who are actors in the process is developed.

Different tests are performed for the FRM in Simulink to validate the model. The performance of the model was compared to the real engine's measurements, or engine experts assessed the performance. According to the tests FRM worked correct and was accurate enough. The speed of the model was measured to be 8-15 times slower than real time, depending on the simulated situation. Hardware-in-the-Loop simulation requires real time capable model, so the model was too slow for that. For Model-in-the-Loop and Software-in-the-Loop simulations developed FRM was suitable, because model running in real time is not necessary in those simulations.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty yhdessä AGCO Powerin tutkimus- ja tuotekehitysosaston kanssa Nokian Linnavuoressa. Haluan kiittää kaikkia AGCO Powerilla, jotka ovat vaikuttaneet työn tekemiseen. Erityisesti haluan kiittää ohjaamisesta, kaikesta avusta ja kommentteista Mikko Viinikaista, Marko Vallinmäkeä, Mikko Pesolaa ja Juho Liimaista. Lisäksi haluan kiittää yliopiston puolelta ohjaajaa ja tarkastajaa professori Matti Vilkkoa tärkeistä kommentteista.

Haluan myös kiittää kaikkia opiskelukavereitani yhteisistä vuosista yliopistolla. On ollut ilo viettää aikaa kanssanne. Suurimmat kiitokset koko opiskelujeni aikaisesta ehtymättömästä tuesta ja kannustuksesta haluan osoittaa vanhemmilleni, muulle perheelleni, sekä erityisesti Tiialle.

Tampereella, 22.11.2016

Tuomo Istolahti

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Työn rakenne	2
2.	MOOTTORIN OHJAUSJÄRJESTELMÄ.....	3
2.1	Moottorin ohjausjärjestelmän osat.....	3
2.2	Ohjausjärjestelmän toiminta.....	4
2.3	Ohjausjärjestelmän kehitys	5
3.	MALLINTAMINEN	10
3.1	Matemaattinen malli	10
3.2	Moottorin ohjausjärjestelmäkehityksen tarpeisiin tehty malli	12
3.3	Mallin verifiointi ja validointi	19
4.	SIMULOINTIMALLIN KEHITYS.....	22
4.1	Mallin kehityksen tehtäväalueet	22
4.2	Mallin rakentaminen.....	23
5.	TESTIT JA TULOKSET.....	28
5.1	Yhden staattisen pisteen vertailu	30
5.2	Simpukkatesti	31
5.3	NRTC-syklin testaus.....	39
5.4	Kaasuläpän testaus.....	43
5.5	Hukkaportin testaus	44
5.6	Polttoainejärjestelmän testaus mallilla (MIL-simulointi)	46
5.7	Mallin nopeus, ja SIL ja HIL soveltuvuus	48
5.8	Mallin soveltuminen vaatimukseen	48
6.	YHTEENVETO.....	50
	LÄHTEET	53

LYHENTEET JA MERKINNÄT

COM	<i>Control-oriented model</i> , ohjaukseen suuntautunut malli
DoE	<i>Design of Experiments</i> , koesuunnittelu
DPF	<i>Diesel particulate filter</i> , dieselmoottorin hiukkassuodatin
ECU	<i>Engine control unit</i> , moottorin ohjausyksikkö
EDC	<i>Electronic diesel control</i> , dieselmoottorin elektroninen ohjausjärjestelmä
EGR	<i>Exhaust gas recirculation</i> , pakokaasun takaisinkierrätys
EIL	<i>Environment-in-the-loop</i>
FRM	<i>Fast running model</i>
HIL	<i>Hardware-in-the-loop</i>
IIL	<i>Iron-in-the-loop</i>
MIL	<i>Model-in-the-loop</i>
MPC	<i>Model predictive control</i> , malliprediktiivinen säätö
MVM	<i>Mean value model</i> , keskiarvomalli
NVH	<i>Noise, vibration, harshness</i> , melu- ja värähtelytutkimus
PID	<i>Proportional-integral-derivative</i> , PID-säädin
PIL	<i>Processor-in-the-loop</i>
SIL	<i>Software-in-the-loop</i>
VGT	<i>Variable geometry turbocharger</i> , muuttuvageometrisen turboahdin

1. JOHDANTO

Viime vuosina tiukentuneet dieselmootoreiden päästörajoitukset yhdessä asiakkaiden taloudellisuus- ja suorituskykyvaatimusten kiristymisten kanssa ovat asettaneet lisähaasteita dieselmootorin valmistajille. Tämän takia moottorin ohjausjärjestelmän ohjausparametrien, toimilaitteiden ja mittausantureiden määrät ovat nousseet huomattavasti. (Isermann 2014, s. 5) Toimilaitteiden lukumäärän lisääntyminen on johtanut siihen, että moottorin ohjausjärjestelmä on monimutkaistunut ja sen kehityksestä on tullut entistä haastavampaa. Näihin haasteisiin vastatakseen useat moottorin valmistajat ovat siirtyneet kehittämään ohjausjärjestelmiään mallipohjaisilla suunnittelutyökaluilla (*Model-based design*), mikä nopeuttaa ohjausjärjestelmien kehitystä ja tekee siitä kustannustehokkaampaa (Socci 2015, s. 2). Näin on tehnyt myös AGCO Power, joka valmistaa työkoneneiden, kuten esimerkiksi traktoreiden, leikkuupuimureiden ja metsätyökoneiden, dieselmootoreita Nokian Linnavuoressa. AGCO Power on osa AGCO Corporationia, jonka tuotemerkkejä ovat muun muassa Valtra, Massey Ferguson, Fendt ja Challenger.

Mallipohjaisessa sulautetun ohjausjärjestelmän kehityksessä käytetään erilaisia in-the-loop-simulointeja testaamaan ja simuloimaan ohjausjärjestelmää sen eri kehitysvaiheissa käyttämällä ohjattavan järjestelmän, eli tässä tapauksessa moottorin, tilalla mallia. Näitä eri kehitysvaiheiden in-the-loop-simulointitapoja ovat muun muassa model-in-the-loop (MIL), software-in-the-loop (SIL) ja hardware-in-the-loop-simuloinnit (HIL). MIL-simuloinnissa moottorimallia ohjataan ohjausjärjestelmän mallilla, SIL-simuloinnissa mallista generoidulla ohjelmakoodilla, ja HIL-simuloinnissa oikealla moottorin ohjausyksiköllä, eli ECU:lla (*Engine control unit*) (Bringmann & Krämer 2008, s. 487 ja Zhang & Mi 2011, s. 303). Lisäksi HIL-simuloinnissa voi olla mukana myös fyysisiä mittausantureita ja toimilaitteita.

Alun perin AGCO Powerin MIL- ja HIL-simuloinneissa käytössä oli Mathworksin Simulinkillä tehty yksinkertainen lohkomalli moottorista, lisättynä pakokaasun jälkikäsittelymallilla. Tässä diplomityössä esiteltävälle tutkimukselle on tarve, koska AGCO Powerilla oli tultu siihen johtopäätökseen, että ohjausjärjestelmän kehityksessä in-the-loop-simuloinneissa tarvitaan nykyistä tarkempia moottorimalleja. AGCO Powerilla on käytössä Gamma Technologiesin tekemä simulointiohjelma GT-Power, jolla on kehitetty yksityiskohtaiset ja tarkat simulointimallit yrityksen valmistamista sekä vielä kehitysvaiheessa olevista moottoreista mekaniikkakehityksen tarpeisiin. Näiden mallien tarkoituksena on simuloimalla ennustaa moottorin suorituskykyyn liittyviä suureita, kuten tehoa, vääntömomenttia, ilman ja kaasun virtauksia, polttoaineen kulutusta ja turboahtimen suorituskykyä, sekä turboahtimen soveltumista tietyille moottoreille.

Tämän työn tarkoituksena on tutkia, miten GT-Powerilla tehtyjä, jo olemassa olevia yksityiskohtaisia moottorimalleja voitaisiin hyödyntää moottorin ohjausjärjestelmän kehityksessä. Jotta GT-Power-mallia voidaan käyttää ohjausjärjestelmän kehityksen apuna, malli täytyy saada toimimaan ohjausjärjestelmäkehityksen kanssa samassa ympäristössä, eli Simulinkissä. Lisäksi, yksityiskohtaisten mallien simulointi on noin 10–20 kertaa reaaliaikaa hitaampaa, mikä aiheuttaa haasteita ohjausjärjestelmän kehityksessä. Varsinkin HIL-simulointiin tarvittavan mallin tulisi olla reaaliaikaan kykenevä, jotta mallia siinä voidaan käyttää, koska siinä on käytössä moottorin oikea ECU sekä oikeita toimilaitteita. Muissa in-the-loop-simuloinneissa mallin reaaliaikaisuus ei ole välttämätön vaatimus, mutta mallin käytön tehokkuuden vuoksi olisi suotavaa saada käyttöön GT-Poweria nopeampi malli. Yksinkertaistetuilla malleilla voitaisiin helpottaa ohjausjärjestelmän kehittäjien työtä, mahdollistamalla ohjausalgoritmien testaaminen työpöydällä tai HIL-järjestelmässä oikeanlaisella ja tarkalla moottorin mallilla. Tämä voisi vähentää myös oikealla moottorilla tehtävää ohjausjärjestelmän testaustarvetta, mikä siten vähentäisi myös kustannuksia.

GT-Power-mallia voidaan yksinkertaistamalla ja muokkaamalla nopeuttaa. Tähän yksinkertaistukseen on olemassa kaksi erilaista vakiintunutta tapaa, keskiarvomalli (*Mean value model*, MVM) ja *fast running model*, eli FRM-malli (Gamma Technologies 2016, s. 25–31), joiden soveltuvuutta ohjausjärjestelmän kehitykseen tutkitaan tässä tutkimuksessa. Schernuksen tutkimusryhmä (2000), He & Lin (2006) ja Willermark & Smith (2009) kehittivät omissa tutkimuksissaan keskiarvomallin yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista HIL- tai MIL-käyttöön. Ruggieron tutkimusryhmän (2014) aiheena taas oli yksinkertaistaa GT-Power-mallista FRM-malli HIL-simuloinnin käyttöön.

1.1 Työn rakenne

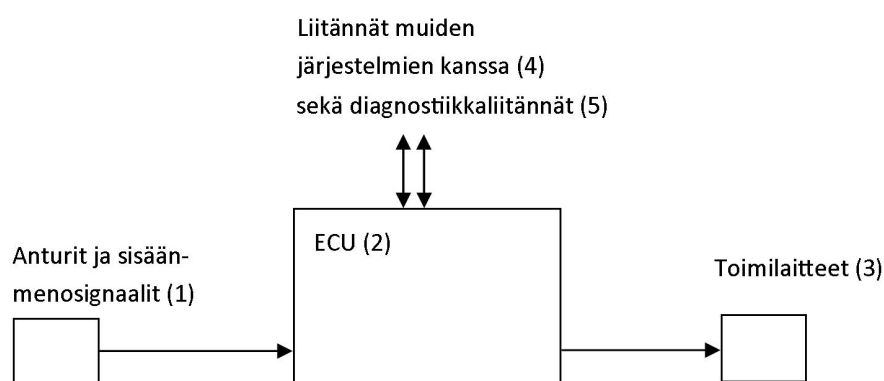
Tämän diplomityön teoriaosuudessa ensin perehdytetään lukija dieselmoottorin ohjausjärjestelmään, sen kehitykseen ja toimintaan yleisellä tasolla. Seuraavaksi kerrotaan erityyppisistä matemaattisista malleista ja mihin tarkoituksiin sekä miten niitä on tehty. Lisäksi kerrotaan, miten erilaisiin tilanteisiin valitaan sopiva malli, sekä mitä mallin verifiointi ja validointi tarkoittaa. Lisäksi kerrotaan eri tavoista yksinkertaistaa yksityiskohtainen GT-Power-malli. Viidennessä luvussa on kerrottu työssä tehtävästä yksityiskohtaisen simulointimallin yksinkertaistusprosessista, sekä eri toimijoiden tehtävistä prosessin aikana. Teoriaosuuden jälkeen kuvaillaan tarkemmin tutkimuksessa käytetyt tutkimusmenetelmät ja työn suoritus, jota seuraa testien tulosten esittely ja yhteenveto.

2. MOOTTORIN OHJAUSJÄRJESTELMÄ

Nyky aikaista dieselmoottoria ohjataan elektronisesti, jotta se täyttäisi sille asetetut vaatimukset. Moottorin halutaan kuluttavan vähän polttoainetta ja toimivan moitteettomasti erilaisissa transienttitilanteissa, joissa moottorin toimintapiste muuttuu. Moottorin ohjauksen on myös pidettävä moottori turvallisella toiminta-alueella, jossa moottorille ei aiheudu vahinkoa, se ei ylikuumene tai muuten rikkoonnu. Lisäksi moottorin täytyy alittaa viranomaisten määrittämät päästörajat. Myös melupäästöihin kohdistuu entistä suuremmat vaatimukset. (Isermann 2014, s. 8) Näiden lueteltujen vaatimusten saavuttamiseksi dieselmoottorin ohjausjärjestelmä on viime vuosina monimutkaistunut ja se on kehittynyt moottorinohjaukseksi, joka käsittelee suuren määrän tietoa reaaliaikaisesti (Bosch 2010, s. 332). Moottorin ohjausparametrien määrä on noussut 5 – 9:ään ja moottorissa käytettyjen mittausantureiden määrä on noussut noin 20:een.

2.1 Moottorin ohjausjärjestelmän osat

Dieselmoottorin elektroninen ohjausjärjestelmä (EDC, *Electronic diesel control*) voidaan jakaa kuvassa 2.1 näkyviin kolmeen eri järjestelmälohkoon (Bosch 2010, s. 333). Nämä kolme järjestelmälohkoa ovat anturit, moottorin ohjausyksikkö (ECU) ja toimilaitteet.



Kuva 2.1. Dieselmoottorin elektronisen ohjausjärjestelmän järjestelmälohkot. (muokattu lähteestä Bosch 2010, s. 333)

1. Anturit, kytkimet jne. Tämä lohko tunnistaa moottorin käyttöolosuhteet ja sääntöolosuhteet, sekä muuttaa fysikaaliset suureet sähköisiksi signaaleiksi.

2. Moottorin ohjausyksikkö, ECU, käsittelee saadun sisääntulotiedon tiettyjen laskentamallien ja säätöalgoritmien avulla, ja ohjaa toimilaitteita sähköisillä ulostulosignaaleilla. Lisäksi ECU tarjoaa rajapinnan muihin järjestelmiin (4) ja ajoneuvon diagnostiikkajärjestelmään (5).
3. Toimilaitteet muuttavat ohjausyksikön lähettämät sähköiset ulostulosignaalit fyysikaalisiksi suureiksi.

2.2 Ohjausjärjestelmän toiminta

Dieselmoottorin ohjausjärjestelmä laskee eri ohjausmuuttujien arvot, kuten ruiskutetun polttoaineen määrän ja ruiskutuspaineen, useiden eri tekijöiden perusteella. Esimerkiksi polttoaineen ruiskutukseen vaikuttavat muun muassa seuraavat muuttuvat tekijät:

- Kuljettajalta tuleva nopeuspyynti (kaasupolkimen asento)
- Moottorin toimintapiste
- Moottorin lämpötila
- Muiden järjestelmien vuorovaikutus
- Pakokaasujen päästöarvot (Bosch 2010, s. 333)

Eri muuttuvien tekijöiden perusteella ECU ohjaa moottoria käyttäen takaisinkytkettyä säätöä tai myötäkytkentäohjausta. Useimmat myötäkytkentäohjauksen funktioista on toteutettu kaksi- tai kolmiulotteisina look-up-tilukoina, joista ulostuloarvo saadaan. Taulukko 2.1 on esimerkki myötäkytkentäohjauksessa käytettävästä kolmiulotteisesta look-up-tilukosta, jolla hetkellinen polttoaineruiskutuksen paine [hPa] lasketaan moottorin kierrosnopeuden ja polttoaineen ruiskutusmäärän perusteella.

Taulukko 2.1. Osa look-up-tilukkoa, josta polttoaineruiskutuksen painesäätimen asetusarvo lasketaan.

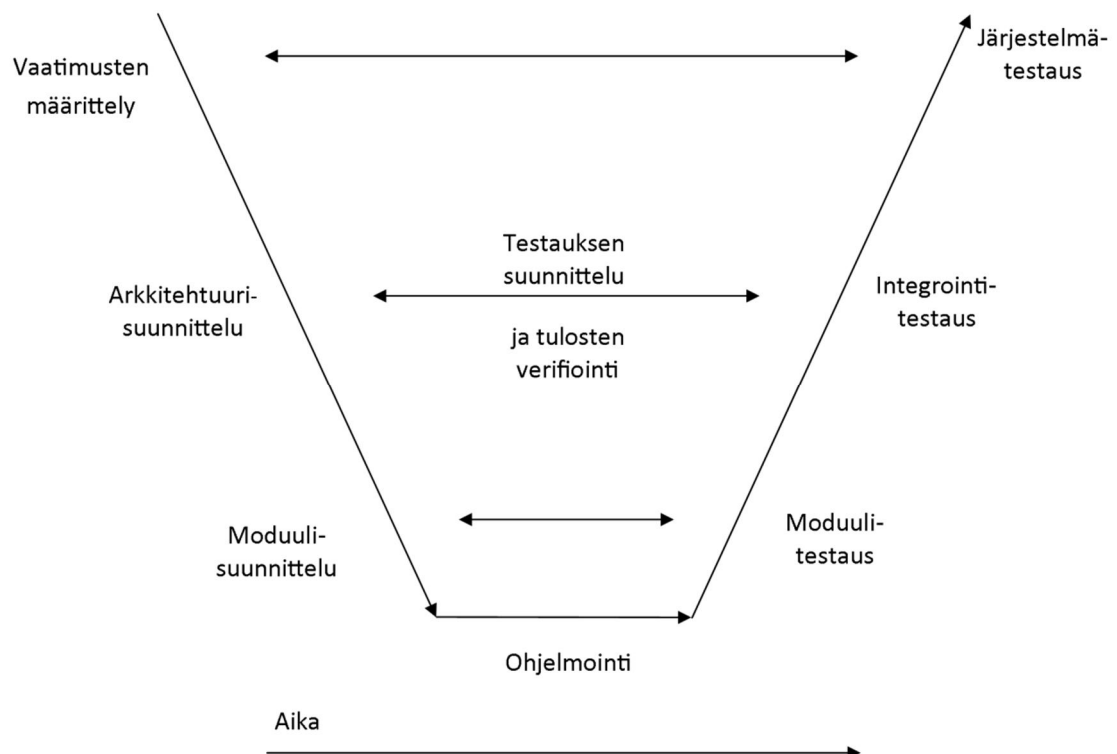
[rpm] /[mg]	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
0	350000	400000	456200	512400	568600	637200	695500	753700	812000	846400	880900	915300
10	500000	500000	562500	625000	687500	750000	812500	875000	937500	1000000	1062500	1125000
15	500000	500000	579200	658300	737500	816600	895700	974800	1053900	1133000	1212100	1291200
20	500000	500000	581600	663200	744800	826400	908000	989600	1071200	1152800	1234400	1316000
25	500000	500000	584000	668100	752100	836200	920300	1004400	1088500	1172600	1256700	1340800
30	500000	500000	586500	672900	759400	845900	932400	1018900	1105400	1191900	1278400	1364900
35	712500	712500	712500	712500	870800	1029200	1187600	1346000	1504400	1662800	1821200	1979600
40	925000	925000	925000	925000	979200	1033400	1087600	1141800	1196000	1250200	1304400	1358600
45	935000	935000	935000	935000	975000	1037500	1100000	1162500	1225000	1287500	1350000	1412500
50	945000	945000	945000	945000	983300	1041600	1100000	1158300	1216600	1275000	1333300	1391600
55	953300	953300	953300	953300	991700	1045800	1100000	1154100	1208300	1262500	1316700	1370900
60	960000	960000	960000	960000	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
65	966700	966700	966700	966700	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
70	973300	973300	973300	973300	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
75	980000	980000	980000	980000	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
80	986700	986700	986700	986700	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
85	993300	993300	993300	993300	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
90	1000000	1000000	1000000	1000000	1000000	1050000	1100000	1150000	1200000	1250000	1300000	1350000
100	1030800	1030800	1030800	1030800	1030800	1065400	1100000	1134600	1169200	1203800	1238400	1273000

Polttomoottorit käyttäytyvät erittäin epälineaarisesti, ja look-up-taulukoiden hyötynä on se, että ne ovat helposti tulkittavissa ja ohjelmoitavissa. Ne vaativat myös melko vähän laskentatehoa ECU:lta, joka helpottaa koviin reaaliaikavaatimuksiin pääsyä. Nykyisin moottorin ohjausjärjestelmässä on käytössä noin 100 kappaletta erilaisia look-up-taulukoita, pääasiassa moottorin ja sen päästöjen ohjausta varten. (Isermann 2014, s. 50 ja s. 350)

2.3 Ohjausjärjestelmän kehitys

Monet moottorinvalmistajat ovat siirtyneet moottoreiden ohjausjärjestelmien kehityksessä perinteisestä ohjelmoinnista käyttämään mallipohjaisia suunnittelutyökaluja (*MBD, Model-based design*), kuten Mathworksin Simulinkia. Mallipohjaisen kehityksen hyviä puolia sulautetun järjestelmän kehityksessä ovat muun muassa kehityksen nopeutuminen perinteiseen ohjelmointiin verrattuna, mahdollisuus testata toiminnallisuutta vaivattomasti, virheiden tunnistamisen helppous ja ohjelmiston suorituskyvyn varmistus. (Socci 2015, s. 1)

Ohjelmistokehityksessä käytetään yleisesti v-mallia kuvaamaan kehitysprosessin ja testauksen välistä yhteyttä. Testauksen v-malli on esitelty kuvassa 2.2.

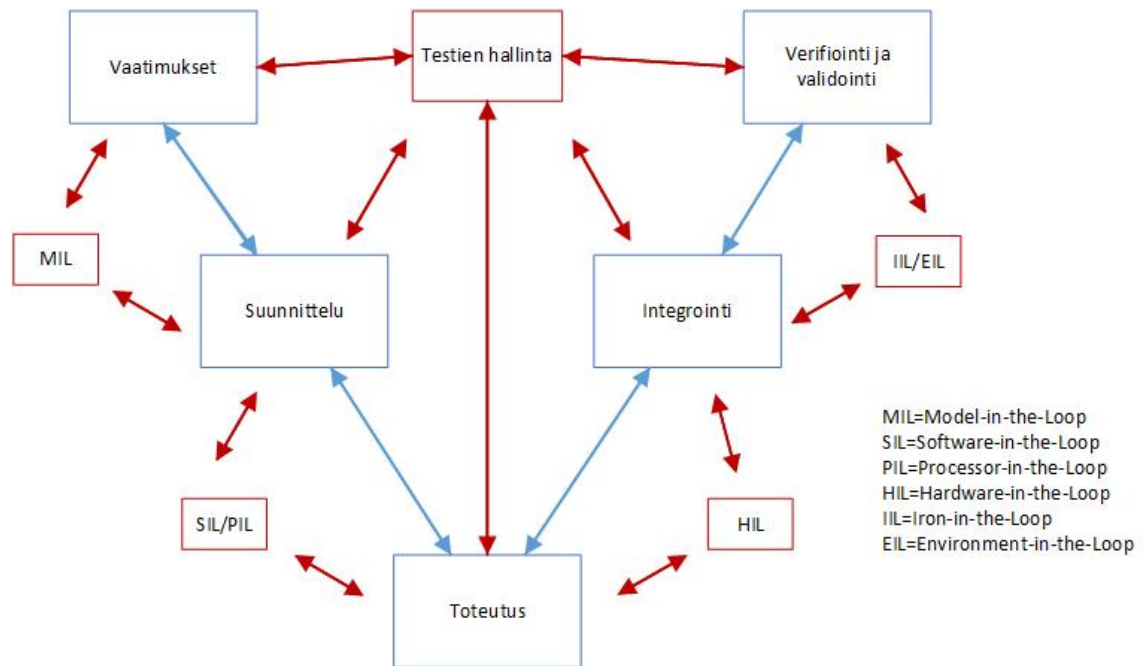


Kuva 2.2. Testauksen v-malli. (muokattu lähteestä Haikala & Märijärvi 2004, s. 289)

V-mallilla voidaan jakaa ohjelmistokehitysprosessi eri vaiheisiin tai tasoihin, jotka testataan, ja testit täytyy läpäistä ennen kuin voidaan jatkaa seuraavaan vaiheeseen. V-mallin mukaan ohjelmistokehitysprosessi alkaa ohjelmiston vaatimusten määrittämisestä,

jonka jälkeen suunnitellaan ohjelmiston arkkitehtuuri sekä moduulien rakenne. Tämän jälkeen toteutetaan varsinainen ohjelmointi. Ohjelmoinnin jälkeen toteutetaan eri testautasot, joita ovat moduulitestaus, integrointitestaus ja järjestelmätestaus. Moduulitestauksessa ja integrointitestauksessa todennetaan, että moduulit, integroidut moduulit sekä arkkitehtuuri vastaavat tehtyjä suunnitelmia. Järjestelmätestauksessa testataan valmista järjestelmää, ja varmistetaan, että sen toiminta vastaa alkuperäisiä vaatimusmäärittelydokumentaatioita. (Haikala & Märijärvi 2006, s. 288 – 290)

Moottorin ohjausjärjestelmän eri kehitysvaiheissa, jo ennen kuin ne ovat täysin valmiita, on tarve testata ohjausfunktioiden toimintaa, jotta ne toimivat vaatimusten mukaisesti. Keskeneräisiä ohjausjärjestelmän osia tai funktioita ei ole mahdollista tai kannattavaa viedä oikealle moottorille testattavaksi, vaan niitä on parempi testata käyttäen oikean prosessin korvikkeena mallia. Socci (2015) esittelee tutkimuksessaan sulautetun järjestelmän mallipohjaiseen kehitykseen v-mallin, joka on sovellettu yleisestä ohjelmistokehityksen v-mallista. V-malli on kuvassa 2.3.



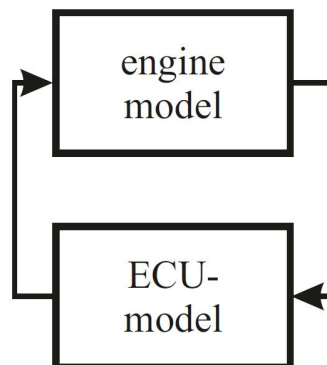
Kuva 2.3. V-malli mallipohjaisessa suunnittelussa. (muokattu lähteestä Socci 2015, s.3)

Tämän v-mallin avulla mallipohjaisten ohjelmistojen kehitystä voidaan nopeuttaa ketterällä kehitys- ja testausfilosofialla, jossa sekä kehittämistä että testausta tehdään rinnakkain koko kehitysprosessin ajan. Testitapaukset määritellään jo vaatimusmäärittelyjen yhteydessä testien hallinnassa, ja samoja testitapauksia käytetään kaikissa testauksen vaiheissa. Tämän lähestymistavan hyöty on siinä, että ohjelmiston kehittäjät voivat testata vaatimusten toteutumista läpi kehitysprosessin. Kuvassa 2.3 on nähtävissä myös eri vaiheissa tehtävät MIL-, SIL- ja HIL-simuloinnit, joista kerrotaan seuraavissa kappaleissa tarkemmin. Näiden lisäksi kuvassa on myös prosessor-in-the-loop- (PIL), iron-in-the-loop- (IIL) sekä environment-in-the-loop-simuloinnit (EIL). PIL-simuloinnissa on

käytössä moottorin malli, jota ohjataan generoidulla koodilla, joka toimii sulautetulla prosessorilla. IIL- ja EIL-simuloinnit eroavat muista siten että niissä käytössä ei ole enää moottorin malli, vaan oikea moottori. IIL tarkoittaa, että ohjausjärjestelmä ohjaa oikeaa moottoria, ja EIL sitä, että moottori on käytössä oikeassa ajoneuvossa. (Socci 2015, s. 3)

2.3.1 Model-in-the-loop

Model-in-the-loop-simulointi tarkoittaa kehitysvaiheessa olevan ECU –mallin testausta moottorimallia vasten ennen kuin koodi on generoitu mallipohjaisesta suunnittelutyökälustä. MIL-simuloinnissa verrataan suunnitteluvaiheessa tehtyjä tuotoksia vaatimusmäärittelyihin. Simuloinnissa on käytössä malli sekä ECU:sta että ohjattavasta prosessista eli moottorista. (Isermann 2014, s. 406) MIL-simuloinnista on apua ohjausjärjestelmän kehittäjälle, kun ECU-mallia voidaan testata jo kehitysvaiheen aikana suunnittelijan omalla pöytäkoneella. Tällöin toiminnallisuusvirheisiin pystytään puuttumaan jo hyvin aikaisessa vaiheessa, mikä säästää aikaa ja vähentää kustannuksia. MIL-simuloinnissa ei ole välttämätöntä, että se toimisi reaaliaikaisesti. Periaatekuva MIL-simuloinnista on kuvassa 2.4.



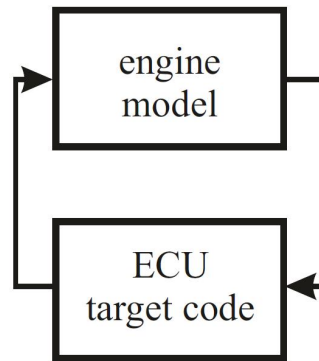
Kuva 2.4. Model-in-the-loop-simuloinnin periaatekuva. (Isermann 2014, s. 407)

Vepsäläisen ja Kuikan mukaan (2013, s. 7) MIL-simuloinnin hyödyt ovat eri säätöratkaisujen valinnassa ja säätimien virityksessä. Simuloinnit ovat auttaneet myös puuttuvien vaatimusten tai toteuttamatta jääneiden vaatimusten löytämisessä. Hyötynä on myös se, että voidaan testata poikkeustilanteita, jotka voivat olla vaarallisia oikeilla fyysisillä prosesseilla.

2.3.2 Software-in-the-loop

Käytettäessä software-in-the-loop-simulointia (kuva 2.5) ohjausjärjestelmän kehitysvaiheessa ollaan hieman pidemmällä kuin MIL-simuloinnissa. SIL-simulointivaiheessa käytetään mallipohjaisella suunnittelutyökalulla generoitua ohjelmakoodia, jota testataan simuloimalla sitä moottorimallia vasten. SIL-simulointi voidaan tehdä omalla työ-

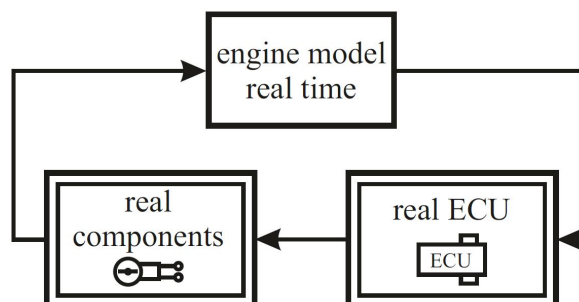
koneella. Kuten MIL-simuloinnissa, myöskään SIL-simuloinnissa ei ole välttämätöntä, että malli toimisi reaaliaikaisesti. (Isermann 2014, s. 407)



Kuva 2.5. *Software-in-the-loop-simuloinnin periaatekuva.* (Isermann 2014, s. 407).

2.3.3 Hardware-in-the-loop

Kun ohjausjärjestelmän kehitysprosessissa on päästy vaiheeseen, jossa funktiot ovat valmiina, koodi on generoitu ja se on siirretty ECU:lle, voidaan validointia tehdä siten, että ECU toimii oikeiden signaalien kanssa hardware-in-the-loop-simuloinnissa. Periaatekuva HIL-simuloinnista on kuvassa 2.6. HIL-testien tarkoitus on testata sekä käytössä olevaa ohjauslaitteistoa että –ohjelmistoja. Käytössä on siis oikea ECU, jota käytetään oikean moottorin ohjauksessa. Jotta testauksessa ei tarvitsisi käyttää oikeaa moottoria dynamometrillä, moottorin tilalla voidaan käyttää moottorista tehtyä reaaliaikaista mallia. Antureiden lähettämiä signaaleja voidaan generoida keinotekoisesti siten, että ECU luulee saavansa signaalit oikealta moottorilta. ECU ohjaa moottorimallia, ja mallin lähettämät ulostulosignaalit lähetetään takaisin ECU:lle. Jotkut antureista ovat oikeita, mutta osa oikeiden antureiden lähettämistä signaaleista on simuloituja. (Isermann 2014, s. 408)



Kuva 2.6. *Hardware-in-the-loop-simuloinnin periaatekuva.* (Isermann 2014, s. 407)

Tärkeimmät edut HIL-järjestelmän käytöstä on lueteltu seuraavaksi (Ruggiero et al 2014, s. 3 ja Isermann 2014, s. 408):

- Moottorin ohjausstrategioiden verifiointi jo aikaisessa kehitysvaiheessa
- Simulointi mahdollista reaaliaikarajoitteiden ollessa voimassa

- Voi vähentää tarvittavien prototyyppien määrää
- Testauksen automatisointi mahdollistaa jatkuvan testauksen ja vaikuttaa siten kehitykseen kuluvan ajan pienenemiseen
- Testitapauksia voidaan määrittää helposti ja toistettavasti
- Mahdollisesti vaarallisten toimintapisteiden (suuri pyörimisnopeus ja/tai kuorma) ja -olosuhteiden simulointi

HIL-simuloinnissa käytettävä malli voi olla esimerkiksi Simulinkillä rakennettu kartta-pohjainen malli. Tämä malli on melko yksinkertainen ei-ennustava malli, jolla päästään HIL-simuloinnin vaatimukseen reaaliaikaisuudesta. Valittaessa ja kehittäessä mallia simulointiin joudutaan usein tekemään kompromisseja mallin tarkkuuden ja ennustavuuden, sekä mallin simulointinopeuden suhteen. Mitä ennustavampi malli, sitä hitaampi se myös on (Gamma Technologies 2016, s. 40).

3. MALLINTAMINEN

Ljungin ja Gladin mukaan (1994, s. 295) mallintamista voidaan käyttää silloin kun oikean systeemin kokeilu ei ole mahdollista tai kannattavaa. Tällaisia tilanteita voivat olla esimerkiksi oikean järjestelmän liian kallis käyttö, se voi olla vaarallista, paljon aikaa vievää tai järjestelmä ei ole vielä olemassa. Malleja voidaan käyttää myös järjestelmän ymmärtämisen lisäämiseen, sen käytöksen ennustamiseen, järjestelmän optimointiin tai sen säädön suunnitteluun. Moottorin kehityksessä mallia moottorista käytetään monessa eri tilanteessa. Mallintamisella voidaan saada selville moottorin termodynaamisia ominaisuuksia, kaasun virtauksia moottorissa, ja päästöjen muodostumista, joita voidaan käyttää esimerkiksi moottorin mekaanisia komponentteja valittaessa ja suunniteltaessa. Mallintamista voidaan käyttää myös moottorin ohjausjärjestelmän kehityksessä, jolloin ohjausjärjestelmän ohjaamien toimilaitteiden toimintaa mallinnetaan erilaisissa tilanteissa.

3.1 Matemaattinen malli

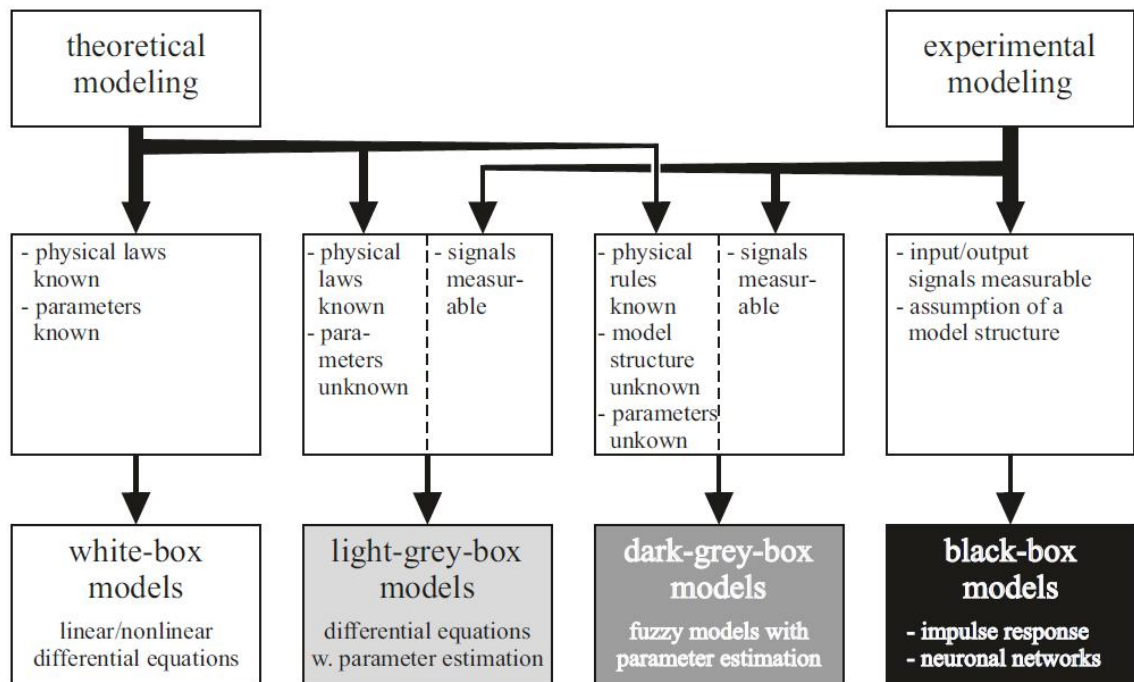
Matemaattisella mallintamisella tarkoitetaan menetelmää, jolla voidaan analysoida monimutkaisia järjestelmiä. Matemaattinen malli voidaan jakaa useisiin eri luokkiin mallin ominaisuuksien perusteella. Näitä ominaisuuksia voivat olla muun muassa mallin epävarmuus, onko malli staattinen vai dynaaminen, tai onko se jatkuva- vai diskreettiaikainen (Ljung & Glad 1994, s. 19–21). Matemaattiset mallit, joita kaikki tämän luvun mallit ovat, voidaan jakaa myös kahteen eri kategoriaan sen perusteella miten malli on tehty: fysikaaliseen malliin sekä kokeelliseen mittausdataan perustuvaan malliin.

Fysikaalinen, eli teoreettinen, malli on tehty käyttämällä eri fysikaalisia ja matemaattisia yhtälöitä tietyn rakenteen mukaan tietyillä parametreilla. Usein teoreettinen malli on hyvin laaja ja monimutkainen, joten sitä voi joutua yksinkertaistamaan ennen kuin sitä voidaan käyttää tietyissä tilanteissa sen hitauden takia. Mallin yksinkertaistaminen voidaan tehdä esimerkiksi linearisoimalla siinä olevia epälineaarisia yhtälöitä tai alentamalla mallin kertaluokkaa. (Isermann 2014, s. 32)

Toisen tyyppisiä matemaattisia malleja voidaan tehdä kokeellisesti mallintamalla. Tätä tapaa voidaan kutsua myös prosessin identifioinniksi. Kokeellisella mallintamisella matemaattinen malli saadaan aikaan mittaamalla systeemin sisäänmeno- ja ulostulosignaaleita. Näiden signaalien välisiä yhteyksiä arvioidaan ja identifiointiprosessin lopputuloksena on kokeellinen malli. Kokeellisen mallin tekeminen vaatii usein edeltävää tietoa mallinnettavasta prosessista tai systeemistä, jota saadaan esimerkiksi teoreettisen analyysin tai edeltävien mittausten kautta. Kokeellisia malleja tarvitaan, kun mallinnetta-

vien osien yhtälöitä ei tunneta, tai kun monimutkaiset yhtälöt vaativat liian paljon laskentatehoa. Jälkimmäinen syy tulee usein vastaan esimerkiksi moottorin ohjausjärjestelmän kehityksen mallien tarpeissa. (Isermann 2014, s. 32 ja s. 49)

Teoreettiset eli fysikaaliset mallit ovat ”white-box” –malleja ja kokeellisella tavalla tehty ”black-box” –malleja. Useissa sovelluksissa käytetään myös näiden kahden erilaisen mallin yhdistelmiä, kuten kuvassa 3.1 on esitetty.



Kuva 3.1. Erilaisia matemaattisia prosessimalleja. (Isermann 2014, s. 46)

Jos fysikaaliset lait tunnetaan, mutta parametreja ei tunneta riittävästi tai ollenkaan, täytyy mallin parametrit määrittää kokeellisesti. Tällä tavalla tehtyä mallia voidaan kutsua ”light-grey” –malliksi. Kun systeemistä tunnetaan pelkästään fysikaalisia yhtälöitä, mutta mallin rakennetta ja käytettäviä parametreja ei tunneta, selvitetään ne kokeellisesti. Tässä tapauksessa syntynyt mallia kutsutaan ”dark-grey” –malliksi. Yhteisesti ”light-grey” ja ”dark-grey” –malleja voidaan kutsua myös puolifysikaalisiksi malleiksi. Tämän tyyppiset teoreettisen ja kokeellisen mallin yhdistelmät ovat usein lopputuloksena kun mallinnetaan polttomoottoria. Moottorin pakokaasupäästöjen muodostumisesta tunnetaan vain muutamia sääntöjä, joten päästöjen mallintamisessa voidaan käyttää pelkästään kokeellisesti tehtyjä malleja. (Isermann 2014, s. 46–47) Kaikki ohjausjärjestelmän kehityksessä käytettävät mallit perustuvat matemaattiseen mallinnukseen ja teoreettisen ja kokeellisen mallinnuksen yhdistämiseen eri suhteissa.

3.2 Moottorin ohjausjärjestelmäkehityksen tarpeisiin tehty malli

Ohjausjärjestelmän suunnittelun tarpeisiin tehtyjä malleja kutsutaan ohjaus-suuntautuneiksi malleiksi (COM, *Control oriented models*). Tyypillistä näille malleille on se, että ne mallintavat sisäänmenojen ja ulostulojen välisiä vaikutuksia järjestelmässä, ne ovat kohtuullisen tarkkoja ja niiden laskenta-aika on nopea. (Guzzella & Onder 2010, s. 21) ECU:n ohjauksen kehityksen tarpeisiin tehtyjen moottorimallien pitäisi usein toimia reaaliaikaisesti tai lähes reaaliaikaisesti. Mallin nopeuttamiseksi vain moottorin toiminnan suhteen hallitsevat dynaamiset vaikutukset, kuten esimerkiksi moottorin ahtopaine, vääntömomentti, pakokaasun paine ja lämpötila, polttoaineen kulutus ja päästöt, voidaan ottaa huomioon.

Moottorin osaprosessit, jotka vaikuttavat suoraan yksittäiseen palamissykliin, kuten palamisen lämpötila ja paine, polttoaineen ruiskutus tai venttiilin vaiheistus, ovat yleensä kuvattu kampiakselin kulman funktiona. Toisaalta jotkut osaprosessit, jotka eivät vaikuta sylintereihin, voidaan kuvata aikariippuvaisina malleina ajan funktiona. Kampiakselin kulman vaikutusten voidaan olettaa olevan näissä osaprosesseissa merkityksettä lämpö- tai kaasuväyrysten takia, varsinkin moottoreissa, joissa on useita sylintereitä. Esimerkkejä tällaisista osaprosesseista ovat ilman kierto, ahtopaine, turboahtimen vääntömomentti ja nopeus, sekä päästöt. Jos työsyklin aiheuttamia vaihteluita ei ole mallissa otettu ollenkaan huomioon, on kyseessä keskiarvomalli. (Isermann 2014, s. 41)

3.2.1 Keskiarvomalli

Keskiarvomalli on matemaattinen moottorimalli, joka on yksityiskohtaisen ja raskaan syklisen simulointimallin sekä erittäin yksinkertaisen siirtofunktiosta tehdyn mallin välissä (Rajaman 2012, s. 241). Keskiarvomallin sylinteri poikkeaa yksityiskohtaisen mallin sylinteristä siten, ettei siinä ole imu- ja poistotahtia, vaan se tuottaa pelkästään jatkuvan massavirtauksen. Keskiarvomalli voi olla joko teoreettinen tai teoreettisen ja kokeellisen mallin yhdistelmä. Moottorin keskiarvomallia käytetään tilanteissa, joissa tarvitaan nopeaa mallia, eikä ole tarvetta mallintaa sylinterin yksityiskohtaisia tapahtumia. Tällaisia sovelluksia voivat olla HIL- tai MIL-simulointi, ajoneuvo- tai voimansiirtomallin moottorimalli tai malli, jota käytetään malliprediktiiivisessä säädössä (*Model predictive control, MPC*) (Broomhead et al 2015, s. 1). HIL-järjestelmän simuloinneissa keskiarvomallit ovat tällä hetkellä viimeisintä tekniikkaa edustavia malleja (Ruggiero et al 2014, s. 3). Keskiarvomalli ei ole sovellettavissa melu- ja värähtelytutkimuksiin, eli NVH-tutkimuksiin (*Noise, vibration, harshness*) (Schernus et al 2000).

Keskiarvomalli voidaan tehdä usealla tavalla. Se voidaan tehdä moottorin toimintaa mallintavilla kaavoilla ja yhtälöillä mallinnus- ja simulointityökaluilla, esimerkiksi

Maplella (Saeedi 2010) tai Matlabilla ja Simulinkillä (Wahlström & Eriksson 2011). Toinen tapa on rakentaa keskiarvomalli yksityiskohtaisesta simulointimallista. Yksityiskohtaisesta simulointimallista yksinkertaistamisessa mallin virtauskanavia ja -tilavuuksia yksinkertaistetaan, sekä sen sylinterit mallinnetaan käyttämällä taulukko-pohjaista ratkaisua. Taulukkojen luontiin on kaksi tapaa. Ensimmäisenä vaihtoehtona on ajaa oikeaa testimoottoria testipenkissä sen eri toimintapisteissä. Jos moottoria ei haluta käyttää tai sitä ei ole olemassa, on toisena vaihtoehtona simuloida yksityiskohtaista mallia. Eri simulointi- tai testiajojen suunnitteluun voidaan käyttää koesuunnittelua, jonka avulla ajojen lukumäärää ja siten siihen kuluva aikaa ja kustannuksia voidaan pienentää ilman että mallin tarkkuus heikentyy. Moottorin testiajosta tai simuloinnista saatavasta datasta pystytään tekemään mallinnustyökalulla taulukot, joiden avulla sylinteriä mallinnetaan. Keskiarvomallin sylinterin määrittämiseen tarvitaan seuraavat suureet:

- Sylinterin volumetrinen hyötysuhde (*Volumetric efficiency*)
- Indikoitu hyötysuhde (*Indicated efficiency*)
- Pakokaasuenergian jakautuminen (*Exhaust energy fraction*) (Gamma Technologies 2016, s. 25)

Sylinterin volumetristä hyötysuhdetta käytetään määrittämään ilman massavirtaus sylinterin läpi simulaation aikana. Indikoitu hyötysuhde kertoo miten suuri osa sylinterissä olevasta polttoaineen sisältämästä energiasta muuttuu männän tekemäksi työksi. Kolmas suure, pakokaasuenergian jakautuminen, kertoo miten suuri osa polttoaineen energiasta käytetään pakokaasujen kuumentamiseen. Näiden kolmen suureen avulla keskiarvomallin sylinterin toimintaa voidaan kuvata. Yleensä kaikki nämä suureet ovat useamman kuin kahden eri muuttujan funktioita, ja siten keskiarvosylinterin toiminnasta saadaan riippuvainen kaikille mallin suureille, kuten moottorin pyörimisnopeudelle sekä imusarjan paineelle ja lämpötilalle. (Gamma Technologies 2016, s. 25)

Taulukointi nopeuttaa mallin simulointiaikaa huomattavasti sillä kaikista eniten laskentatietoa vaativat ilmavirtauksen ja palamisprosessien laskennat saadaan taulukoista. Tämä tosin tarkoittaa myös sitä, että malli ei ole enää ennustava. (Gamma Technologies 2016, s. 25 - 26)

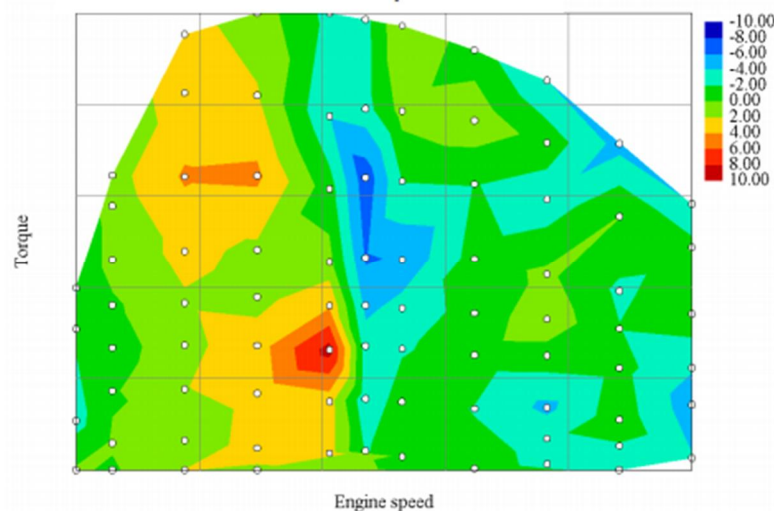
3.2.2 Keskiarvomallin johtaminen yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista

GT-Power on Gamma Technologiesin tekemä moottorin simulointiohjelmisto, jolla voidaan mallintaa koko moottori. Sillä voidaan simuloida esimerkiksi ilmanvirtausta, pakokaasun muodostumista, moottorin akustiikkaa sekä eri komponenttien lämpötilajakaumia. Keskiarvomallin johtamisesta GT-Power-mallista löytyy useita tutkimuksia. Niissä on käytetty pääasiassa samoja keinoja mallin yksinkertaistukseen ja keskiarvomallin sylinterimallin tekemiseen (Schernus et al 2000, He & Lin 2006 ja Willermark &

Smith 2009). Näiden keskiarvomallien käyttökohteina olivat joko HIL-järjestelmän moottorimalli (Willermark & Smith), tai malli ohjausjärjestelmän analysointiin (He & Lin).

Keskiarvomallin johtaminen on tehty kaikissa tutkimuksissa samalla periaatteella kuin edellisessä luvussa 3.2.1 esiteltiin. Yksityiskohtaisen moottorimallin putkia ja virtauskanavia on niputettu yhteen pitäen kokonaistilavuudet samoina, sekä korvattu mallin sylinteri taulukkopohjaisella sylinterillä. Schernusin tutkimusryhmän (Schernus et al 2000) tapauksessa yksityiskohtaisessa GT-Power-mallissa oli alun perin 250 erillistä tilavuusyksikköä, joiden lukumäärä vähennettiin yksinkertaistuksessa 13 kappaleeseen.

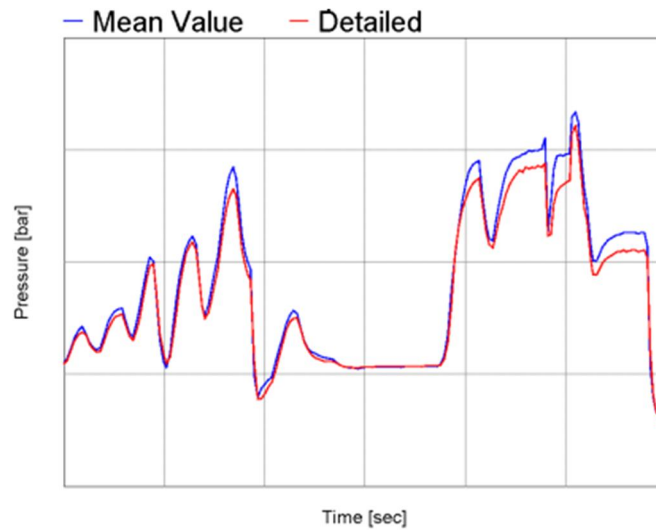
Mallien validointi toteutettiin vertaamalla mallien ulostuloja joko alkuperäisen yksityiskohtaisen mallin ulostuloon tai oikealta moottorilta mitattuihin mittaustuloksiin. Testejä tehtiin staattisissa tiloissa sekä mallin dynamiikan testaamiseksi transienttitilanteissa. Kuvissa 3.2 ja 3.3 on Willermarkin ja Smithin tutkimuksen esittämiä tuloksia pakosarjan paineen vertailuista keskiarvomallin ja yksityiskohtaisen mallin välillä sekä staattisissa tiloissa että transienttitilanteissa. Kuvissa keskiarvomallin ulostuloja on verrattu yksityiskohtaisen simulointimallin ulostuloihin.



Kuva 3.2. Keskiarvomallin pakosarjan paineen poikkeamat staattisissa pisteissä prosentteina verrattuna yksityiskohtaiseen simulointimalliin. (Willermark & Smith 2009, s.7)

Kuvassa 3.2 x-akselilla on moottorin pyörimisnopeus ja y-akselilla moottorin vääntömomentti. Mallia on simuloitu tietyn ajan valkoisilla pisteillä merkityissä toimintapisteissä ja verrattu tuloksia yksityiskohtaisen mallin vastaaviin tuloksiin prosentuaalisesti. Kuvan perusteella muutama mittaustulos oli melko kaukana, ero oli noin 10 prosenttia yksityiskohtaisen mallin tuloksiin verrattuna, mutta suurin osa oli kuitenkin kahden prosentin sisällä yksityiskohtaisesta mallista, joka oli tutkimuksen tekijöiden mukaan hyvä tarkkuus staattisissa testissä. Samaa keskiarvomallia simuloitiin myös NEDC-syklin (New-European Driving Cycle) mukaisesti transienttitestillä, ja kuvassa 3.3 on siitä osa.

NEDC-sykliä käytetään kevyiden hyötyajoneuvojen päästöjen ja polttoaineen kulutuksen tyyppihyväksyntätestinä EU:ssa, ja testi toteutetaan dynamometrillä (Diesel Net 2013a).



Kuva 3.3. Keskiarvomallin ja yksityiskohtaisen mallin pakosarjan paineen vertailutuloksia transienttitilanteessa. (Willermark & Smith 2009, s. 8)

Keskiarvomallin ulostuloa on kuvassa 3.3 merkitty sinisellä ja yksityiskohtaisen mallin punaisella viivalla. Kuvan perusteella keskiarvomallin ulostulo on lähellä yksityiskohtaisen mallin ulostuloa, joskin pientä eroa pakosarjan paineen korkeampien arvojen muutoskohdissa on. HIL-järjestelmälle malli oli riittävän nopea, eli reaaliaikainen, kun käytettiin GT-Powerista erillistä GT-Suite-RT-lisenssiä. GT-Suite-RT-lisenssiä käytettäessä mallin käyttäytyminen simuloitaessa ei nopeutta lukuun ottamatta muutu.

Hen ja Linin tutkimuksessa (2006) tehty malli validoitiin vertaamalla mallin askelvastekokeiden ja päästötötesteihin tarkoitetun syklin tuloksia yksityiskohtaisen mallin vastaavien testien tuloksiin. Testien perusteella keskiarvomallin tarkkuus heikkeni yksityiskohtaisen mallin noin 5 % mallinnusvirheestä noin 8 %:iin. Mallin nopeus kasvoi huomattavasti, ja keskiarvomalli oli noin 40 kertaa yksityiskohtaista mallia nopeampi, reaaliaikakertoimen ollessa noin 2-3. Mallin tarkkuus ja nopeus olivat tutkijoiden mukaan riittävät ohjausjärjestelmän kehitykseen ja analysointiin.

Schernusin tutkimusryhmä testasi yksityiskohtaisesta simulointimallista yksinkertaistetun keskiarvomallin tarkkuutta ja dynamiikkaa. Tarkkuus oli moottorin tasapainotilanteessa lähellä samaa kuin alkuperäisessä yksityiskohtaisessa mallissa. Myös transienttitilanteessa keskiarvomalli toimi hyvin, ja sen todettiin sopivan dynamiikkansa puolesta moottorin transienttitilanteiden simulointiin huomattavasti yksinkertaisia staattisia karttapohjaisia malleja paremmin. Schernusin tutkimusryhmän mukaan keskiarvomallin suuri etu on sen lyhyessä suoritusajassa. Valmiin keskiarvomallin nopeus oli noin 8 kertaa reaaliaikaa hitaampi, mikä tarkoitti että se oli yksityiskohtaisen mallin nopeuteen verrattuna noin 21 kertaa nopeampi.

3.2.3 Fast Running Model, FRM

Fast Running Model (FRM) on Gamma Technologiesin käyttämä nimi täysin fysikaaliselle moottorimallille, jota on yksinkertaistettu ja pelkistetty yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista. Sen on tarkoitus olla huomattavasti nopeampi kuin alkuperäinen malli. Fast Running –mallit on suunniteltu toimimaan simuloitaessa reaaliaikaisesti tai lähes reaaliaikaisesti, säilyttäen silti mallissa ennustavia kykyjä. Tarkoituksena FRM-malleilla on käyttää niitä järjestelmätason simulaatioissa, esimerkiksi toimia moottorin mallina integroidussa ajoneuvomallissa tai lämmönhallintamalleissa. Lisäksi niitä voidaan käyttää MIL-, SIL- tai HIL -simuloinneissa moottorin ohjauksen kehityksessä ja testauksessa. (Gamma Technologies 2016, s. 27)

FRM-mallien ajatuksena on tehdä yksityiskohtaisesta moottorimallista yksinkertaisempi yhdistelemällä mallissa putkia ja virtausteitä suuremmiksi tilavuusyksiköiksi. Kun käytetään yksinkertaistettua geometriaa, jäljelle jää vain muutamia tilavuusyksiköitä. Tämä nopeuttaa simulointiaikaa, koska yhdellä aika-askeleella suoritetaan vähemmän laskutoimituksia. Lisäksi isot tilavuusyksiköt ja pitkien putkien karkea diskretointi mahdollistavat isommat aika-askeleet. Kun isot tilavuusyksiköt ja diskretointi yhdistetään, se tarkoittaa että malli saattaa kyetä reaaliaikaiseen simulointiin. Venttiilit ja portit mallinetaan samalla tavalla kuin yksityiskohtaisessa mallissa. Koska FRM-malli käyttää samanlaisia eksplisiittisiä ratkaisuja kuin yksityiskohtainen malli, se osaa myös ennustaa ja käsitellä aaltodynaamisia ilmiöitä, vaikka niiden tarkkuus heikkeneekin. Näiden aaltodynaamisten ilmiöiden käsittely on tärkeää muun muassa pakokaasun takaisinkierätyksen ja ahtimen mallintamisessa. (Gamma Technologies 2016, s.28)

3.2.4 Täysin fysikaalisen FRM-mallin johtaminen yksityiskoh- taisesta GT-Power-mallista

Ruggieron tutkimusryhmä (2014) teki yksityiskohtaisesta, alun perin moottorin suorituskyvyn ennustamiseen suunnitellusta yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista HIL-simulointiin ja siten ECU:n testaukseen kykenevän reaaliajassa toimivan FRM-mallin. GT-Power-malli pelkistettiin FRM-malliksi niputtamalla yhteen sen tilavuuksia ja siten yksinkertaistamalla virtauslaskentaa, kuten myös keskiarvomallin johtamisessa tehdään. Tämä johtuu siitä, että diskretointivälin pituutta voitiin siten huomattavasti kasvattaa. Kasvanut diskretointiväli taas johti suurempiin aika-askeliin, jolloin aika-askelten määrä väheni, mikä auttoi pienentämään tietokoneen laskentavaatimuksia, mahdollistaen reaaliaikaisen simuloinnin.

Mallia testattiin ”offline-tilassa”, joka tarkoittaa testaamista ilman ECU:a, siten että ECU:n oikeasti ohjaamia suureita ohjattiin tässä tapauksessa yksinkertaisemmin PID-säätimillä. Taulukko 3.1 kertoo eri toimintapisteiden FRM-mallin virheiden keskiarvot

verrattuna kokeellisesti mitattuihin arvoihin moottorin koko toiminta-alueelta. Virheen keskiarvo on laskettu joko prosentteina tai absoluuttisena lämpötilavirheenä.

Taulukko 3.1. *FRM-mallin virheiden keskiarvot.*

Mittaus	Virheen keskiarvo
Ilman virtaus	2,0 %
Polttoaineen kulutus	2,1 %
Turbiinin sisäänmenopaine	4,9 %
Turbiinin ulostulopaine	1,2 %
Imusarjan lämpötila	1,4 °C
Pakokaasun lämpötila	10,8 °C

Kuten taulukosta 3.1 nähdään, keskiarvovirheet jäivät melko pieniksi. Suurimmat yksittäiset virheet huomattiin tulleen matalilla moottorin pyörimisnopeuksilla tai matalilla moottorin kuormilla. Ruggieron tutkimusryhmä totesi mallin vastaavan melko hyvin kokeellisia mittauksia, ja siten todettiin mallin nopeuden lisäksi myös mallin tarkkuuden olevan riittävä HIL-testauskäyttöön.

Kun FRM-malli todettiin olevan riittävän tarkka ja nopea simulointiin normaalilla pöytäkoneella, siirrettiin malli Matlabin Simulink-ympäristöön. Tähän tarkoitukseen GT-Powerilla voidaan tehdä Simulinkiin S-funktiolohko, joka mahdollistaa yhdistetyn Simulink/GT-Power –simuloinnin. Toimiakseen HIL-ympäristössä Simulink-mallista, joka pitää sisällään GT-Powerin S-funktion, generoitiin C-koodi, joka ladattiin HIL-tietokoneeseen.

Taulukossa 3.2 on lueteltu ohjausparametrit, joihin voidaan sisäänmenojen kautta vaikuttaa, sekä parametrit, jotka saadaan mallista ulostulona, eli ”mitattuina” parametreina. Taulukossa käytetyistä lyhenteistä EGR (*Exhaust gas recirculation*) tarkoittaa pakokaasun takaisinkiertäystä, DPF (*Diesel particulate filter*) dieselmoottorin hiukkassuodatin ja VGT (*Variable geometry turbocharger*) muuttuvageometrista turboahdinta. Lambda-arvo on pakokaasun hapen jäännösmäärä.

Taulukko 3.2. Mallin sisäänmenot ja ulostulot.

Sisäänmenot	Ulostulot
Ruiskutettu polttoainemäärä	Moottorin kierrosnopeus
VGT:n asento	Ilman massavirtaus
EGR:n asento	Lambda
Pyörreläpän asento	Imusarjan paine
Kaasuläpän asento	Paine-ero DPF:llä
Jäähdytysnesteen lämpötila	Ilmansuodattimen lämpötila
EGR:n jäähdyttimen kierron asento	Imusarjan lämpötila
Vääntömomentti kytkimeltä	EGR:n jäähdyttimen ulostulolämpötila
Käynnistysmoottorin vääntömomentti	Turbiinin sisäänmenolämpötila
	Turbiinin ulostulolämpötila
	DPF:n ulostulolämpötila

Mallin tarkkuutta mitattiin myös HIL-simuloinnissa vertaamalla saatuja HIL-tuloksia samoihin kokeellisiin tuloksiin, joita käytettiin myös mallin tarkkuuden mittaukseen offline-tilassa. HIL-simulointitulosten virheiden keskiarvot moottorin koko toiminta-alueella ovat nähtävissä taulukossa 3.3.

Taulukko 3.3. FRM-mallin virheiden keskiarvot HIL-simuloinnissa

Mittaus	Virheen keskiarvo
Ilman virtaus	6,2 %
Polttoaineen kulutus	4,0 %
Turbiinin sisäänmenopaine	N/A
Turbiinin ulostulopaine	N/A
Imusarjan lämpötila	6,1 °C
Turbiinin sisäänmenolämpötila	23 °C

Tulokset HIL-simuloinnissa olivat tyydyttäviä vaikka tarkkuus olikin hieman huonompi kuin offline-simuloinneissa, vaikka käytössä oli sama malli. Offline- ja HIL-simuloinnin erojen arvioitiin johtuvan pääasiassa signaalien reitityksestä ja muunnoksista, mittausprosessista sekä erilaisista reunaehdoista. Kaiken kaikkiaan tutkimuksen kohteena ollut FRM-malli oli tutkimusryhmän mukaan riittävän tarkka HIL-simulointiin. Jotta mallista saatiin riittävän nopea, käytettiin GT-Suite-RT-lisenssiä. Lisenssin avulla mallia voidaan nopeuttaa entisestään, ilman että sen tulokset muuttuvat.

3.2.5 Ohjausjärjestelmäkehityksen tarpeisiin tehtyjen mallien vertailu

Vaikka FRM-mallien tarkkuus ei ole samaa luokkaa kuin yksityiskohtaisen mallin tarkkuus, se osaa silti ennustaa huomattavasti keskiarvomallia paremmin. Molempia malleja

voidaan kuitenkin käyttää samanlaisiin tehtäviin. Yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista tehtyjen FRM- ja keskiarvomallin hyötyjä ja haittoja on vertailtu taulukossa 3.4. Taulukossa on myös lueteltu niiden käyttökohteita.

Taulukko 3.4. Yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista tehtyjen FRM- ja keskiarvomallien käyttökohteita sekä hyviä ja huonoja puolia. (Gamma Technologies 2016, s. 28)

	Fast Running Model	Keskiarvomalli
Hyvät puolet	<ul style="list-style-type: none"> - Helppo tehdä yksityiskohtaisesta moottorimallista - Ennustava lämpötase sylinteristä - Palamisen mallinnus - Aaltojen dynamiikka - Yksityiskohtaisuuden tasot joustavia 	<ul style="list-style-type: none"> - Erittäin vakaa ratkaisu - Erittäin nopea ajoaika - Neuraaliverkot sallivat suuren tarkkuuden
Huonot puolet	<ul style="list-style-type: none"> - Hitaampi kuin keskiarvomalli - Tarkkuus voi kadota 	<ul style="list-style-type: none"> - Mallin tekeminen yksityiskohtaisesta mallista on pitkä prosessi - Rajoitetut ennustuskyyvyt - Ei lämpötasetta sylinteriltä
Missä soveluksessa voi käyttää	<ul style="list-style-type: none"> - Lämmön hallinnan mallit - Integroidut järjestelmämallit - Ohjausmallit (SIL, HIL, MIL) 	<ul style="list-style-type: none"> - Ohjausmallit (SIL, HIL, MIL) - Ajoneuvomallit, jotka tarvitsevat moottorilta pelkästään suorituskyyvyn

Valinta FRM-mallin ja keskiarvomallin välillä on usein nopeuden ja tarkkuuden välinen kompromissi. Lisäksi mallin tekemiseen kuluva aika voi olla merkittävässä roolissa. Valinnassa tärkeää on myös tietää mallin käyttökohde, ja se onko mallilla tarvetta olla ennustava, vai riittääkö taulukkopohjainen malli.

3.3 Mallin verifiointi ja validointi

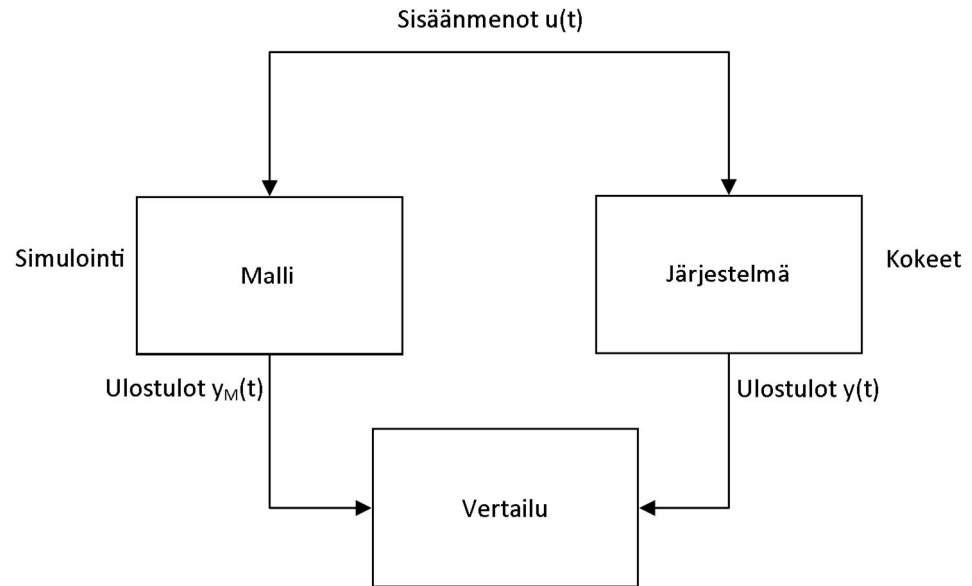
Malli ei ole koskaan todellinen kuvaus systeemistä, vaan se on rakennettu erilaisten ongelmien ratkaisemisen avuksi. Malli ei ole käyttökelpoinen ennen kuin sen käyttökelpoisuus on varmistettu eli validoitu. Jotta malli olisi hyödyllinen ja käyttökelpoinen, mallin tulosten oikeellisuuteen täytyy pystyä luottamaan. Luottamus voidaan saavuttaa mallin verifiointilla tai validoinnilla (Ljung & Glad 1994, s. 17). Sargent (2011, s. 183)

selittää mallin verifiointin varmistuksena sitä, että malli ja sen implementointi ovat oikein tehty. Mallin validointi taas tarkoittaa sitä, että ohjelmoitu malli toimii oikein ja riittävällä tarkkuudella verrattuna siihen, mitä varten se on tehty. Validointi ei sisällä verifiointia, eikä verifiointi validointia. Käytännössä kuitenkin validointiin sekoitetaan verifiointia, varsinkin kun mallinnettavasta järjestelmästä on olemassa mittausdataa. Jos järjestelmän mittauksen ja mallin tulosten vertailun mukaan mallin tulokset ovat lähellä järjestelmän mittauksia, voidaan olettaa että mallin toteutus on verifioitu ja malli on validi kuvaus järjestelmästä. Verifiointin tarkoitus on varmistaa että malli tekee mitä sen on tarkoitettu tehtävän. Mallit ovat usein isoja tietokoneohjelmia, ja sen takia kaikki tekniikat, joita käytetään kehittämään, ylläpitämään tai korjaamaan isojen ohjelmien virheitä, ovat hyödyllisiä myös mallien kehityksessä. Validoinnin tarkoitus taas on osoittaa, että malli on riittävän edustava kuvaus oikeasta järjestelmästä, eli että se toistaa järjestelmän käyttäytymistä analyysin tavoitteiden vaatimalla riittävällä tarkkuudella. Kun verifiointissa käytetyt tekniikat ovat yleisempiä, validoinnin lähestymistapa on todennäköisesti huomattavasti ominaisempi kyseessä olevalle mallille ja järjestelmälle. (Hillston 2014, s.117)

Yleisesti puhuen, on olemassa kolme lähestymistapaa mallin validointiin ja kaikkia niiden yhdistelmiä voidaan tarvittaessa soveltaa kyseessä olevan mallin eri näkökantoihin. Nämä kolme eri lähestymistapaa ovat seuraavat (Hillston 2014, s. 118–121):

- asiantuntijan näkemys
- oikean järjestelmän mittaukset
- teoreettiset tulokset tai analyysi

Jos mallinnettava järjestelmä on jo olemassa, mallin tulosten vertailu sen mittauksiin on kaikista suositelluin tapa validoida simulointimalli (Hillston 2014, s.121). Näin myös kuvassa 3.4 tehdään. Mallinnettavalle järjestelmälle sekä simulointimallille syötetään samat sisäänmenoarvot $u(t)$, ja niiden ulostuloja vertaillaan keskenään. Mikäli ulostulosten arvot ovat määriteltujen rajojen sisäpuolella, on malli validi.



Kuva 3.4. Validoinnin testaus (Ljung & Glad 1994, s. 336)

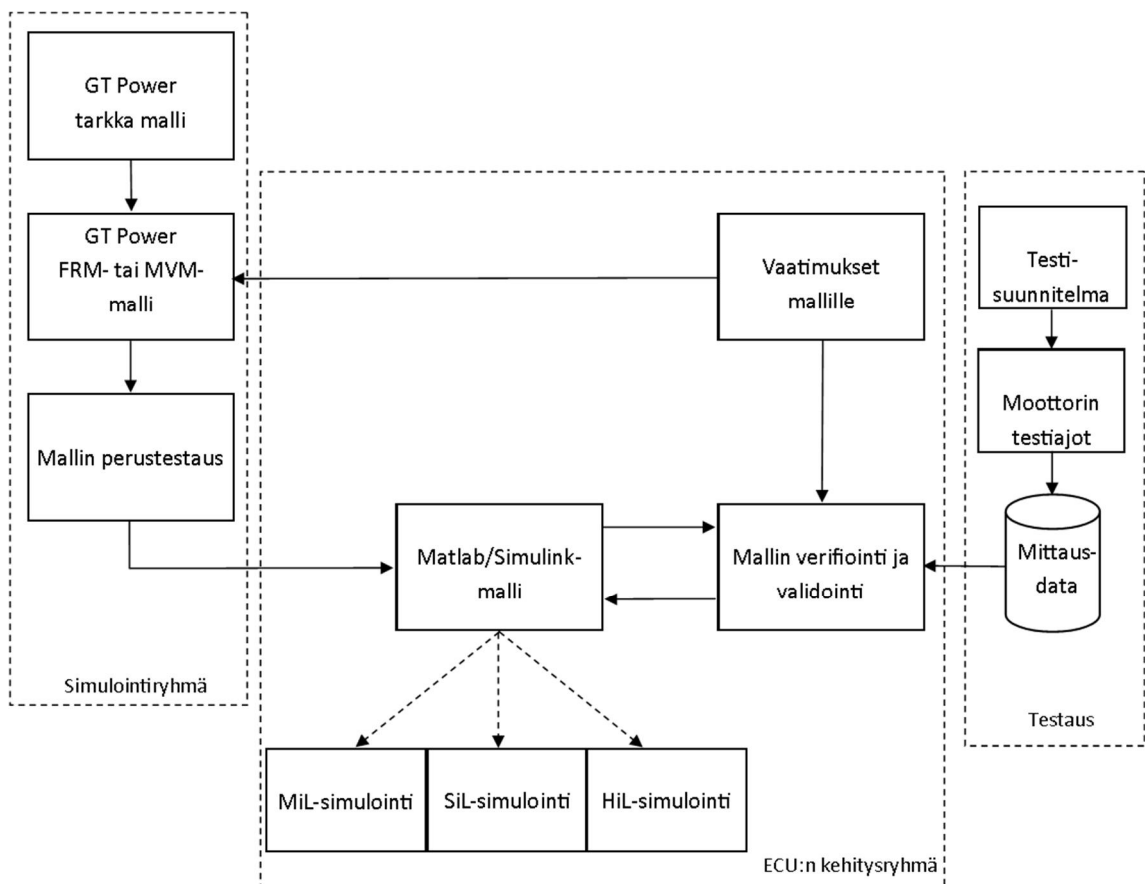
Jos mallinnettavaa järjestelmää ei ole vielä olemassa, tai mittausten suorittaminen olisi liian kallista tai aikaa vievää, joudutaan turvautumaan asiantuntijoiden näkemyksiin sekä teoreettisiin tuloksiin validointia tehdessä. Mallia arvioivien asiantuntijoiden tulisi olla mallinnettavan järjestelmän asiantuntijoita, eikä mallintamisen asiantuntijoita. Simulointimalleja voidaan validoida myös vertaamalla niiden ulostuloja monimutkaisempiin ja yksityiskohtaisempiin malleihin, tai vastaavasti yksinkertaisempiin malleihin. Mallien validointi muiden mallien tuloksiin tai käyttäytymiseen vertaamisella on validointitapa, jossa täytyy olla varovainen, sillä on mahdollista, että kumpikaan malli ei ole validi. (Hillston 2014, s.121–122)

4. SIMULOINTIMALLIN KEHITYS

Tässä tutkimuksessa tarkoituksena oli yksityiskohtaisen mallin muuttaminen yksinkertaisempaan ja nopeampaan muotoon. Seuraavassa on esitetty miten tässä työssä tehdyn dieselmoottorin ohjausjärjestelmän kehityksen tarpeisiin tarkoitetun matemaattisen mallin rakentaminen yksityiskohtaisesta moottorimallista tapahtui.

4.1 Mallin kehityksen tehtäväalueet

Mallin rakennuksen alussa jaettiin yksinkertaistuksen vaiheet eri toimialueisiin. Kuvassa 4.1 esitellään ohjausmallien kehityksen tehtävät ja toimintaryhmät toimintakaaviona. Eri toimijat on eritelty ryhminä, ja toimijoina tässä toimintamallissa ovat simulointiryhmä, ECU:n kehitysryhmä sekä laboratorion testausinsinöörit. Eri toimijoiden tehtäväalueet on rajattu katkoviivoilla.

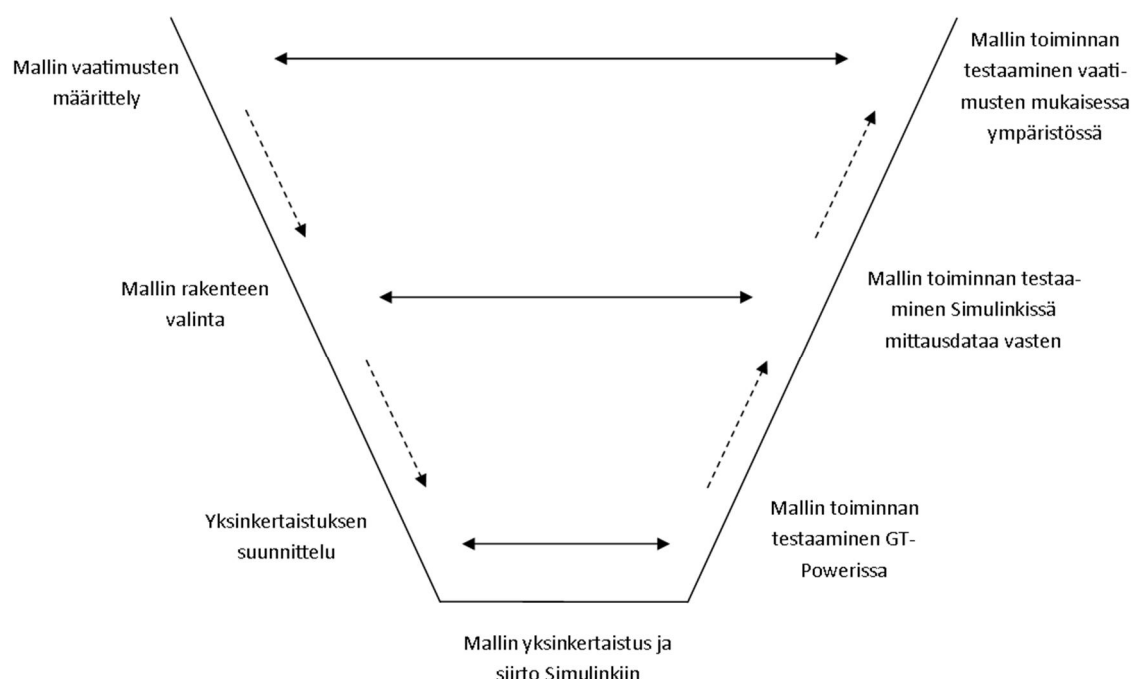


Kuva 4.1. GT-Power –mallien yksinkertaistuksen toimintakaavio.

Simulointiryhmän tehtävänä on GT-Powerissa tapahtuva mallin yksinkertaistaminen ja vaatimusten mukaisten toimintojen lisääminen. Lisäksi tehtäviin kuuluu toiminnan perustestaus, jossa tarkastellaan karkeasti mallin toimintaa ja suoritusnopeutta. ECU:n kehitysryhmän tehtävänä on määrittää Simulink-mallille vaatimukset, joiden perusteella mallin toiminta, rakenne ja tyyppi valitaan. Ryhmän tehtäviin kuuluu myös siirtää GT-Power-malli Simulinkiin, sekä mallin validointi, jossa todennetaan että malli toimii oikein ja sille määriteltyjen vaatimusten mukaisesti. ECU-ryhmän tehtäviin kuuluu myös valmiin mallin käyttö vaatimusten mukaisissa toiminnoissa. Testiryhmän tehtävänä on mittausdatan tuottaminen oikeista moottoreista mallin validointia varten. Tehtävä koostuu testisuunnitelman tekemisestä, moottorin testiajoista sekä mittausdatan arkistoinnista määritettyyn paikkaan.

4.2 Mallin rakentaminen

Ohjausjärjestelmän tarpeisiin kehitetyn yksinkertaistetun mallin toteutukseen ja validointiin sovellettiin ohjelmistokehityksen yleistä v-mallia. Sovellettu v-malli on kuvassa 4.2.



Kuva 4.2. Mallin toteutuksen v-malli.

4.2.1 Mallin vaatimusten määrittäminen

Mallin kehitysprosessin aloitti mallin vaatimusten määrittäminen, jonka perusteella yksityiskohtaista mallia aletaan muokata halutun kaltaiseksi. Vaatimusten määrittäminen löytyy v-mallin vasemmasta yläkulmasta. Tässä työssä päädyttiin määrittämään vaatimukset sisäänmenoille ja ulostuloille taulukon 4.1 mukaisesti.

Taulukko 4.1. Vaatimukset mallin sisäänmenoille ja ulostuloille.

Sisäänmenot	Ulostulot
Kaasuläpän asento	Pakokaasun massavirtaus
Hukkaportin asento	Ahtopaine
Ympäristön paine	Ahtolämpötila
Ympäristön lämpötila	Turboahtimen ulostulolämpötila
Polttoaineen ruiskutuksen ainemäärä	Turboahtimen ulostulopaine
Polttoaineen ruiskutuksen ajoitus	Turboahtimen kierrosnopeus
Polttoaineen ruiskutuksen paine	Pakosarjan paine
Moottorin kuorma	Ilman massavirtaus
	Moottorin kierrosnopeus
	Moottorin vääntömomentti

Mallinnettavana moottorina päätettiin käyttää AGCO Powerin 6-sylinteristä, iskutilavuudeltaan 7,4 litraista työkoneen moottoria, jonka teho on 135 – 225 kW ja vääntömomentti 750 – 1200 Nm. Pakokaasun takaisinkieritys päätettiin jättää mallista kokonaan pois, vaikka se löytyy useimmista AGCO Powerin valmistamista moottoreista, koska haluttiin saada suhteellisen yksinkertainen malli. Tämä vaikutti myös moottorin valintaan, koska kyseisessä moottorissa sitä ei ole. Moottorin valintaan vaikutti myös siitä olemassa oleva hyvä ja tarkka GT-Power-malli. Myös ruiskutusjärjestelmää yksinkertaistettiin huomattavasti jättämällä erilliset ennakko- ja jälkiruiskutukset pois mallista, jotka alkuuperäisessä mallissa olivat mallinnettuina.

Vaatimuksena oli myös, että malli toimisi simuloitaessa huomattavasti nopeammin kuin yksityiskohtainen malli GT-Powerissa. Lisäksi haluttiin, että simulointi voitiin toteuttaa Simulinkissä, jossa myös ohjausjärjestelmän kehitys tapahtuu. Haluttiin myös, että Simulink-moottorimallin tekeminen olisi helposti toistettavissa oleva projekti, koska AGCO Power valmistaa useita eri moottoreita ja kaikista niistä on tarkoitus työn jälkeen tehdä omat mallit. Lisäksi olisi hyvä, jos ohjausjärjestelmän kehittäjät voisivat käyttää uutta simulointimallia ilman että tietokoneelle tarvitsisi asentaa GT-Power-ohjelmaa.

Yhteenveto mallin vaatimuksista:

- Taulukon 4.1 mukaiset sisäänmenot ja ulostulot
- Simulointi pitää olla mahdollista Simulinkissä
- Mallin ulostulojen pitää vastata oikean moottorin tuloksia
- Nopeampi kuin nykyinen GT-Power-malli
- GT-Powerin asentaminen simuloijan tietokoneelle ei pitäisi olla pakollista
- Mallin pitää olla suhteellisen vaivaton ja nopea tehdä

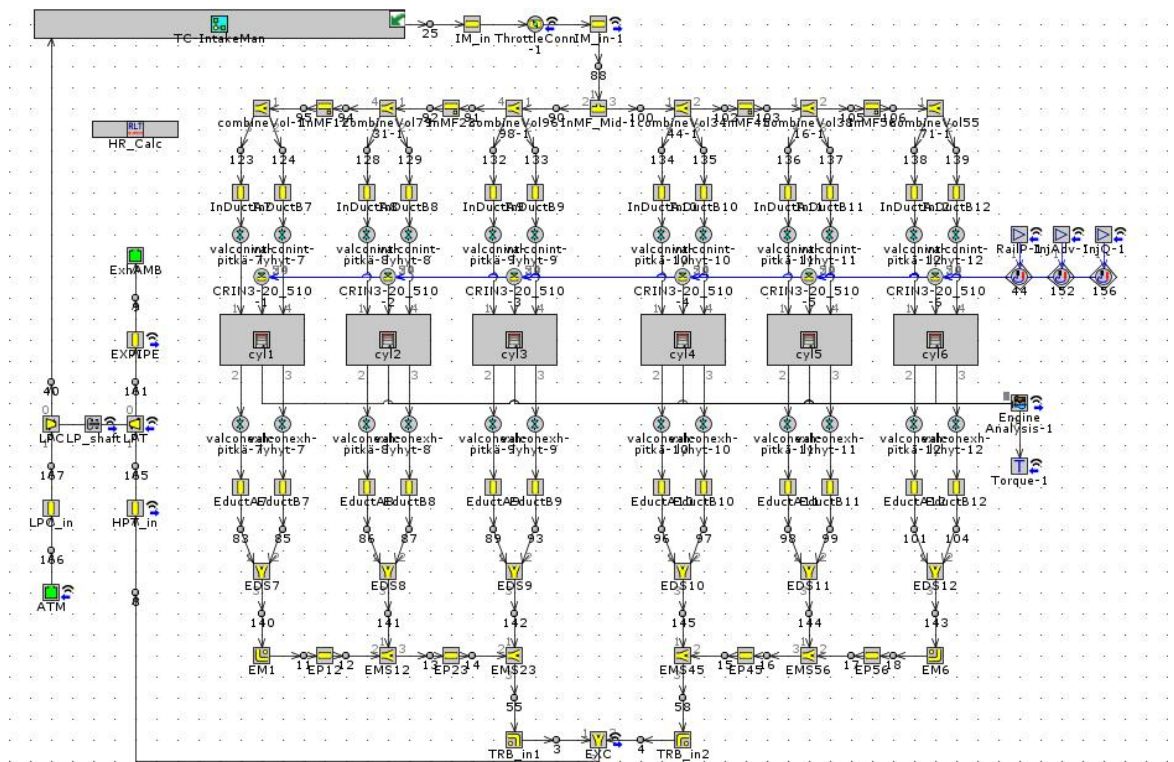
4.2.2 Mallin rakenteen valinta

V-mallissa vaatimusten määrittämisen jälkeen tulee mallin rakenteen valinta, johon edellisessä luvussa 4.2.1 määritetyt vaatimukset vaikuttivat. Mallin rakenteen valinnassa oli alun perin kaksi vaihtoehtoa, keskiarvomalli ja FRM-malli. Molemmilla vaihtoehdoilla olisi mahdollista toteuttaa vaatimusten mukaiset, taulukon 4.1 sisäänmenot ja ulostulot, ja simulointi olisi toteutettavissa Simulinkissä. Molemmat mallit olisivat simuloinnissa myös alkuperäistä GT-Power-mallia nopeampia, ja niistä keskiarvomalli olisi oletettavasti nopeampi. FRM-mallin tekeminen yksityiskohtaisesta simulointimallista olisi mallien vertailun perusteella huomattavasti keskiarvomallia nopeampaa. Mallin rakentamiseen kuluva ajasta tuli lopulta tärkein syy, jotta päädyttiin tekemään FRM-malli keskiarvomallin sijaan. Toisena vaihtoehtona olleen teoreettisen ja kokeellisen keskiarvomallin yhdistelmän tekemiseen arvioitiin kuluvan kokeneelta simulointiasiantuntijalta useita kuukausia, jopa puoli vuotta, eikä se näin sopinut tämän työn aikatauluihin.

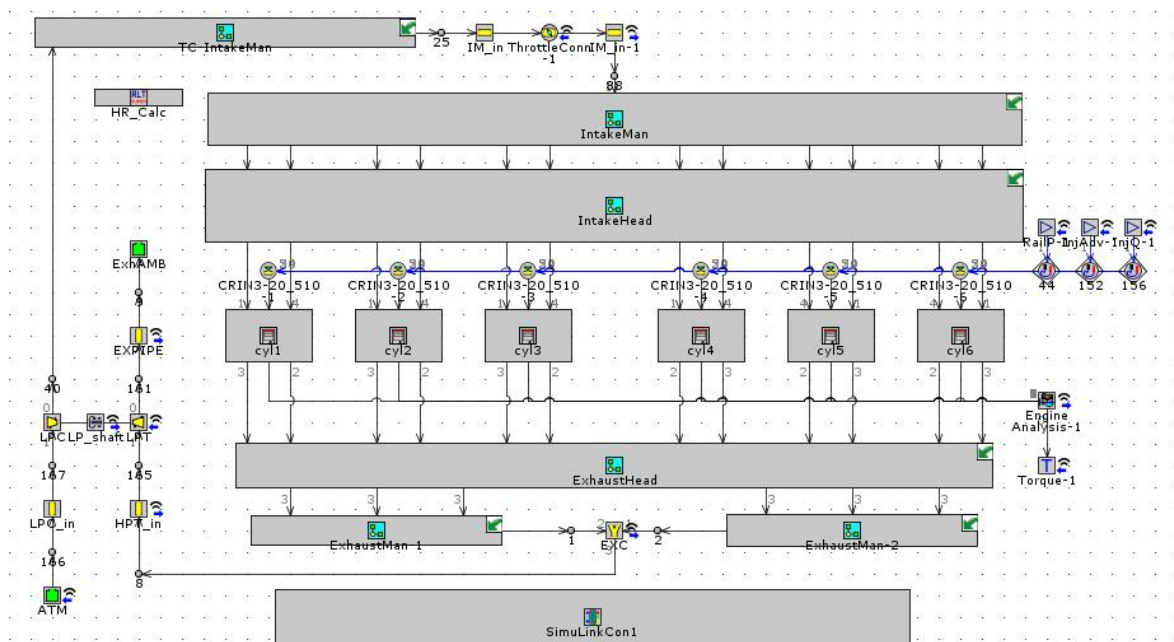
4.2.3 Mallin yksinkertaistus

V-mallin seuraavana vaiheena oli mallin rakenteen valinnan jälkeen mallin yksinkertaistuksen suunnittelu. Mallin yksinkertaistamiseksi ja nopeuttamiseksi simuloinnin aika-askelia pidennettiin, ja näin laskutoimitusten lukumääriä saatiin vähennettyä. Lisäksi yksityiskohtaisessa mallissa olleita tarkkoja erillisiä tilavuusyksiköitä yhtenäistettiin ja yksinkertaistettiin ilman että kokonaistilavuus muuttui. Mallin sylinterit pidettiin samanlaisina kuin alkuperäisessä GT-Power-mallissa, sillä erotuksella että ennakko- ja jälkiruiskutukset otettiin pois. Tällä tavalla mallin ennustavuus saatiin säilytettyä.

Kuvassa 4.3 on alkuperäinen GT-Power-malli, jota ei ole vielä yksinkertaistettu. Seuraavassa kuvassa 4.4 se on yksinkertaistettu, ja valmis Simulinkiin siirtoon. Suurimmat näkyvät muutokset mallissa ovat erillisten tilavuusyksiköiden vähentäminen ja yksinkertaistaminen, jotka näkyvät kuvassa 4.4 harmaina laatikoina.



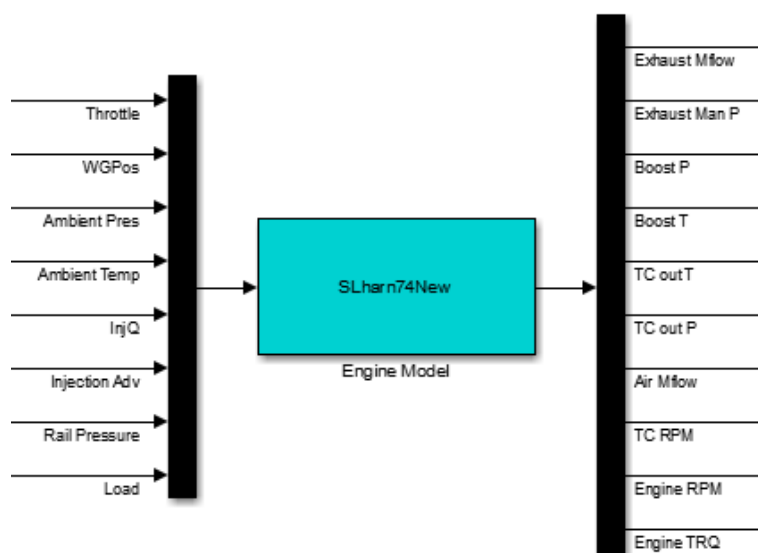
Kuva 4.3. Alkuperäinen yksityiskohtainen GT-Power-malli.



Kuva 4.4. Valmis yksinkertaistettu FRM-malli.

Jotta malli voitiin siirtää Simulink-malliksi, täytyi GT-Power-malliin lisätä Simulinkiin yhdistävä lohko, SimuLinkCon-lohko (kuva 4.4). Tähän lohkoon linkitettiin kaikki vaatimuksissa määritellyt sisäänmenot ja ulostulot, jotta ne toimivat myös Simulink-simuloinnissa. Linkityksen jälkeen malli voitiin viedä Simulinkin S-funktioksi jossa sen toimintaa voitiin testata Simulink-ympäristössä.

Kuvassa 4.5 on valmis yksinkertaistettu FRM-malli viety Simulinkiin s-funktioksi, jolloin se on valmis testaamiseen ja käyttöön. Viennin jälkeen Simulinkissä voidaan simuloida mallia vaikuttamalla sisäänmenoilla sen toimintaan ja tarkastella niiden vaikutuksia ulostulojen kautta. Kuvassa 4.5 näkyvät myös vaatimusten mukaiset mallin sisäänmenot ja ulostulot.



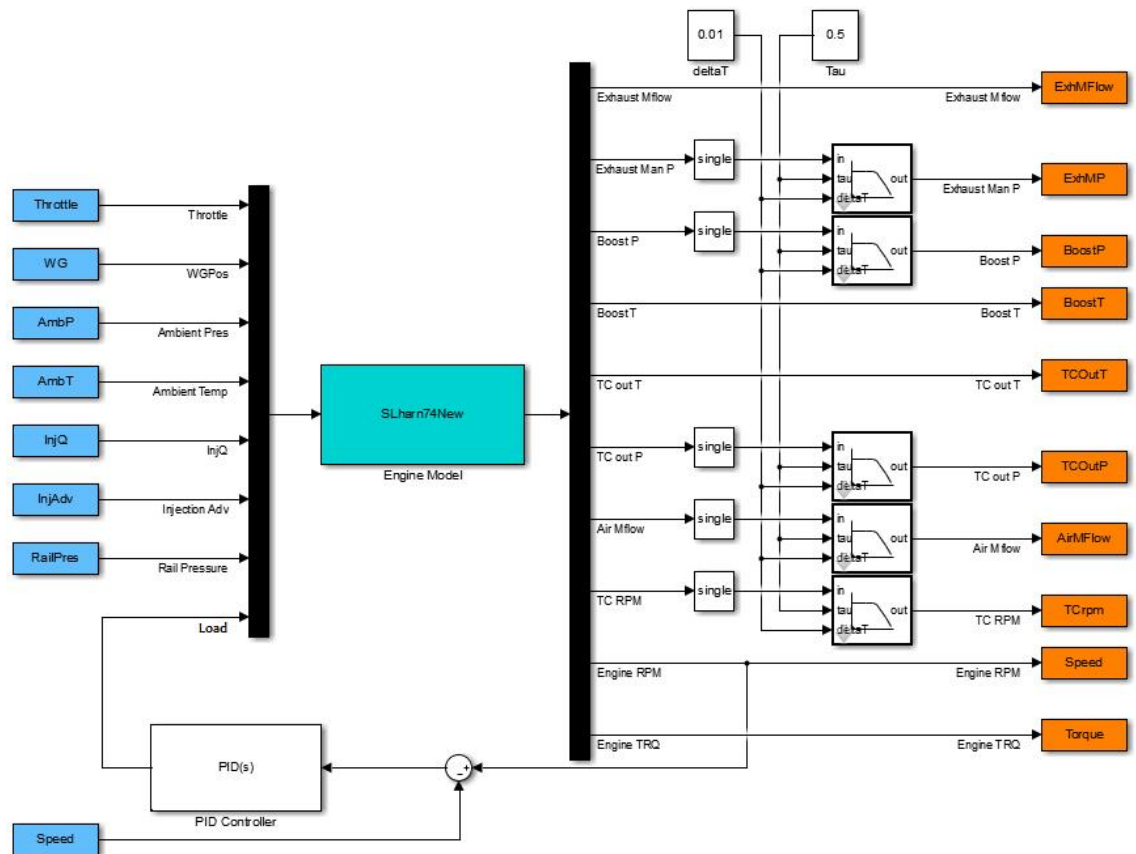
Kuva 4.5. GT-Power-mallista tuotu S-funktiolohko Matlabin Simulinkissä, josta näkyy sen sisäänmenot ja ulostulot.

5. TESTIT JA TULOKSET

Valmiille Simulink-mallille tehdään erilaisia testejä mallin validoimiseksi. Lisäksi testataan voidaanko mallia käyttää in-the-loop-simuloinneissa. Mallin toimintaa joko verrataan moottorin testiajoista tehtyihin mittauksiin tai asiantuntijat arvioivat sen toimintaa. Moottorin testiajoista valittiin pöytäkirjat aiemmista mittauksista sen perusteella, mistä oli saatavilla riittävästi ohjausmuuttujien arvoja ja mittaustuloksia. Moottorin testiajot oli suoritettu vuosina 2013 ja 2014.

Ensimmäisenä testinä tehdään yhden staattisen pisteen vertailu kappaleessa 5.1, jossa verrataan GT-Powerissa yksinkertaistettua mallia, Simulinkiin siirrettyä mallia, sekä oikeaa moottoria. Toisena testinä suoritetaan simpukkatesti, joka kuvataan kappaleessa 5.2. Siinä verrataan yksinkertaistettua mallia ja oikeaa moottoria useammassa staattisessa pisteessä. Mallin dynaamisia ominaisuuksia arvioidaan NRTC-testissä, jossa mallin kuvaajia verrataan oikean moottorin tulosten kuvaajiin (kappale 5.3). Hukkaportin ja kaasuläpän toimintaa kuvaavissa testeissä, jotka on kuvattu kappaleissa 5.4 ja 5.5, on kysytty asiantuntijoiden arvioita niiden oikeellisuuksista. Viimeisenä testinä mallin toimintaa testataan MIL-simuloinnissa kappaleessa 5.6.

Kuvassa 5.1 on testijärjestely Simulinkissä, jota käytetään kolmessa ensimmäisessä testissä, eli staattisen pisteen vertailussa, simpukkatestissä ja NRTC-testissä.



Kuva 5.1. Simulinkin koejärjestelyt kolmessa ensimmäisessä testissä.

Kuvan 5.1. vasemmassa reunassa mallin sisäänmenot näkyvät sinisellä, ja oikeassa reunassa mallilta mitatut ulostulot oranssilla. Viiden ulostulon suodattukseen käytetään ensimmäisen kertaluvun alipäästösuodattimia, joiden vaatimat sisäänmenot, eli aikavakio τ (tau) on 0,5 ja suodattimen näyteaika ΔT on 0,01 s. Suodattimen näyteaika on sama kuin kaikissa simuloinnissa käytetty mallin näyteaika. Suodattimia käytetään ulostulon häiriöiden vähentämiseksi.

Simuloinnit toteutetaan syöttämällä Matlabin työtilasta sisäänmenojen kautta mallille samoja ohjaussuureiden arvoja, eli muun muassa ruiskutuksen ainemäärän, paineen ja ruiskutuksen aloituskulman, arvoja kuin millä moottorin ECU on ohjannut moottoria eri toimintapisteissä. Nämä ECU:n ohjausarvot saadaan moottorin testipöytäkirjoista.

Simulink-mallilta ja testimoottorilta saatavat tehot eivät ole täysin samat, mikä täytyy ottaa huomioon testejä tehdessä. Nämä erot johtuvat niiden eri hyötysuhteista. Hyötysuhteiden eroihin voivat vaikuttaa testimoottorilla käytössä olevat komponentit ja simulointimalliin mallinnetut komponentit, jotka on mitoitettu eri tavalla, ja esimerkiksi erilaisen turboahtimen käyttö voi muuttaa tehoa huomattavasti. Mallista puuttuu myös erilliset ennakko- ja jälkiruiskutukset, ja mallissa käytetyssä polttoaineen ruiskutusmäärässä on laskettu kaikki ruiskutukset yhteen. Tämä myös osaltaan vaikuttaa eroon. Jos mallia simuloidaan samalla kuormalla ja samoilla ohjaussuureiden arvoilla kuin testi-moottoria on ajettu, saadaan eri pyörimisnopeus kuin moottorilta on saatu. Vastaavasti,

jos simuloidaan mallia samalla kierrosnopeudella ja samoilla ohjaussuureiden arvoilla kuin testimootoria on ajettu, ei ulostulona saada samaa kuin moottorin tuottama vääntömomentti. Tästä johtuen päätettiin, että pyörimisnopeus pidetään simulointimallilla testimootorin kanssa samana, ja annetaan vääntömomentin muuttua. Tämä toteutetaan syöttämällä kuvan 5.1 mukaisesti PID-säätimelle halutun sekä hetkellisen pyörimisnopeuden erotus, jolloin PID-säädin ohjaa niiden erotuksen nollaan säätämällä moottorimallin vastustavaa momenttia.

5.1 Yhden staattisen pisteen vertailu

FRM-mallia simuloitiin GT-Powerissa ennen siirtoa Simulinkiin samoilla ohjaussuureiden vakioarvoilla kuin valmista Simulink-mallia, ja annettiin niiden konvergoitua staattiseen pisteeseen. Lisäksi mallien tuloksia verrataan oikean moottorin toimintaan. Tämä testi tehdään, jotta voitiin todentaa, ettei mallin toiminta muutu siirrettäessä se Simulinkiin. Ohjaussuureiden arvoiksi valitaan seuraavat: ruiskutusaine 1400 bar, polttoaineen ruiskutusainemäärä 79,1 mg ja ruiskutusennakko $-4,6^\circ$. Kaasuläppä pidetään täysin auki ja hukkaportti täysin kiinni. Ilmanpaineena käytetään normaali-ilmanpainetta 1 baria ja ympäristön lämpötilana 25°C . Simulinkissä moottorin pyörimisnopeus asetetaan arvoon 1700 rpm, jolloin vääntömomentin arvoksi saadaan 749 Nm. GT-Powerissa tehdyssä testissä moottorin pyörimisnopeus pidettiin myös niin tarkasti samassa kuin pysytettiin. Taulukossa 5.1 vertaillaan keskeisten ulostulojen arvoja.

Taulukko 5.1. Staattisen pisteen vertailu.

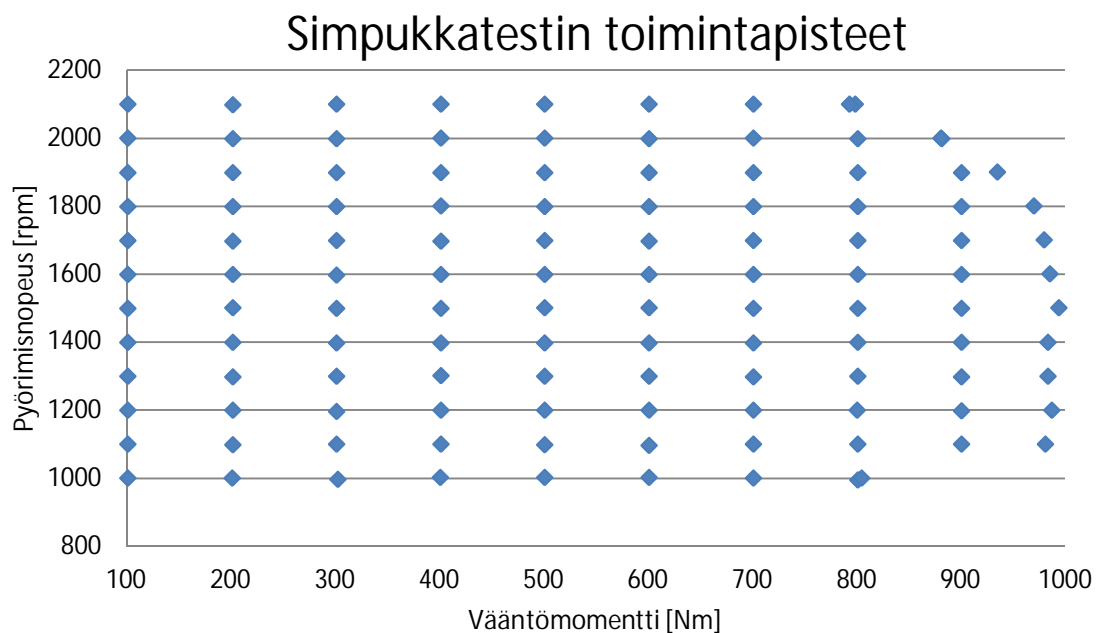
	Yksinkertaistettu GT-Power-malli	Simulink-malli	Oikea moottori
Moottorin nopeus [rpm]	1699	1700	1699
Moottorin vääntömomentti [Nm]	751	749	701
Turboahtimen nopeus [rpm]	89250	89400	92010
Ilmanvirtaus sisään [kg/h]	746	740	746
Pakosarjan paine [bar]	2,14	2,14	2,18
Ahtopaine [bar]	2,02	2,02	2,04

Mallin siirto Simulinkiin ei vaikuttanut mallin toimintaan satunnaisesti valitussa staattisessa pisteessä (taulukko 5.1). Erot taulukon 5.1 GT-Power-mallin ja Simulink-mallin välillä johtuvat GT-Powerin ohjauksen epätarkkuudesta. Vertailun vuoksi myös oikean moottorin vastaavat arvot löytyvät myös taulukosta 5.1. Siinä samoilla ohjaussuureiden arvoilla ja samalla moottorin pyörimisnopeudella vääntömomentissa on noin 50 Nm ero malleihin verrattuna, josta voidaan todeta erot mallin ja oikean moottorin hyötysuhteissa.

5.2 Simpukkkatesti

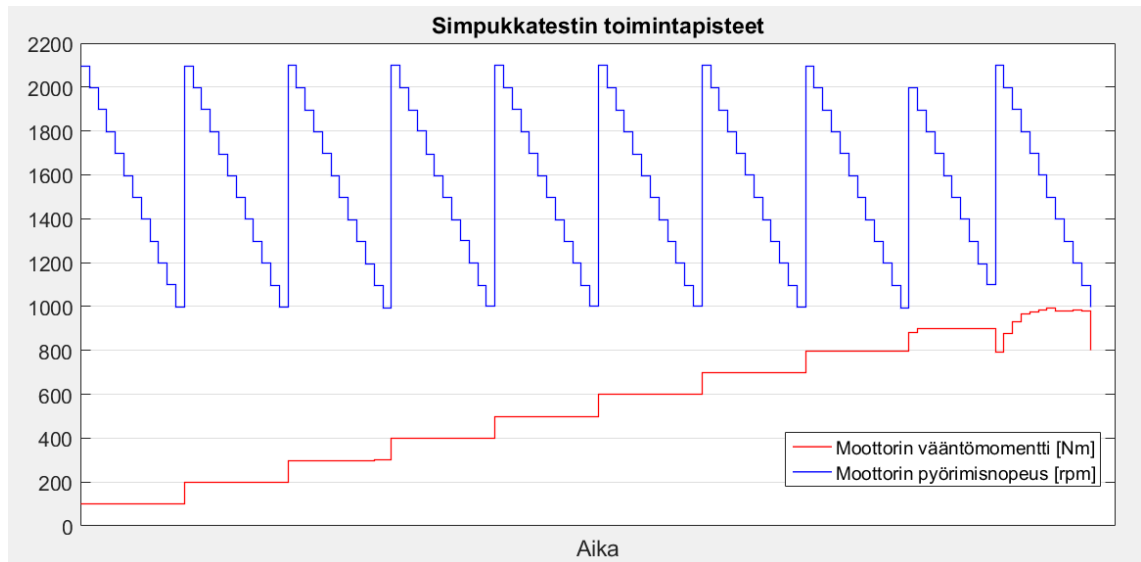
Toisena testinä mallia verrataan oikealla testimoottorilla tehtyyn simpukkkatestiajoon. Simpukkkatestin tarkoituksena on kartoittaa testissä olevan moottorin hyötysuhde sen koko toiminta-alueella. Simpukkkatestissä testimoottoria käytetään dynamometrillä tietyssä toimintapisteessä niin kauan, että moottori on staattisessa tilassa. Moottorin saavutettua staattisen tilan, mitataan moottorilta tarvittavat suureet.

Simpukkkatestissä moottoria ajetaan 10–12 eri kierrosnopeudella, jonka jälkeen lisätään moottorin kuormaa aina 100 Nm. Kierrosnopeutta muutetaan alkaen 2100 rpm:sta aina kierrosnopeuteen 1000 rpm, ja sitä vähennetään seuraavaan toimintapisteeseen päästäkseen 100 rpm. Moottorin kuormaa nostetaan yhteensä 9 kertaa 100 Nm:stä 1000 Nm:iin. Tässä simpukkkatestissä eri toimintapisteitä on yhteensä 118 kappaletta. Testilaboratorion testijarrulla moottoria ajettiin manuaalisesti yhdessä toimintapisteessä aina noin viiden minuutin ajan. Kuvasta 5.2 nähdään eri toimintapisteet, joissa oikeaa moottoria ajettiin tässä simpukkkatestissä.



Kuva 5.2. Simpukkkatestin toimintapisteet.

Lisäksi kuvassa 5.3 simpukkkatestin toimintapisteet on esitetty toisella tavalla. Siitä nähdään, miten testissä on siirrytty toimintapisteestä seuraavaan.



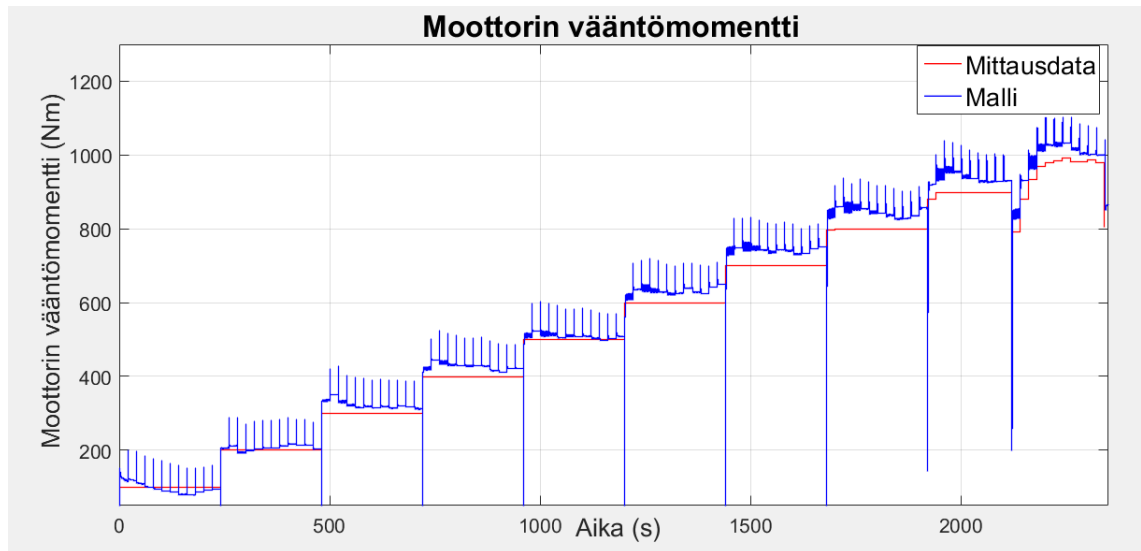
Kuva 5.3. Toimintapistekuvaaja, josta nähdään myös miten seuraavaan toimintapisteeseen on siirrytty.

Mallia testatessa käytetään samoja ohjaussuureita, kuin oikealla moottorilla on käytetty. Taulukosta 5.2 nähdään oikean moottorin vääntömomenteilla 300 ja 400 Nm ajettut testit eri pyörimisnopeuksilla, sekä miten niissä käytössä olleita polttoaineen ruiskutuksen ainemääriä, ruiskutuspaineita ja ruiskutuksen aloituskulmia muuttuvat eri toimintapisteisiin päästäkseen.

Taulukko 5.2. ECU:n ohjaussuureet simpukkatestin 300 ja 400 Nm:n vääntömomentin arvoilla.

Moottorin vääntömomentti [Nm]	Moottorin pyörimisnopeus [rpm]	Ruiskutus- ainemäärä [mg]	Ruiskutus- paine [bar]	Ruiskutuksen aloituskulma [°]
300	2099	39,5	1699	-5,9
300	1999	40,4	1592	-5,7
300	1899	38,2	1500	-5,2
300	1799	37,0	1450	-5,0
300	1699	36,4	1398	-4,7
300	1599	36,6	1348	-4,2
300	1500	36,2	1298	-3,7
300	1399	36,8	1196	-3,1
300	1299	36,6	1100	-2,5
300	1199	37,5	1025	-1,9
300	1101	37,5	962	-1,4
300	1000	37,4	923	-0,9
400	2099	48,0	1702	-5,9
400	1998	49,5	1600	-5,7
400	1899	48,5	1502	-5,1
400	1799	47,5	1454	-5,0
400	1697	47,3	1399	-4,7
400	1599	47,2	1345	-4,1
400	1501	47,3	1297	-3,6
400	1399	47,5	1197	-3,0
400	1297	46,7	1104	-2,5
400	1200	46,7	1043	-1,9
400	1099	48,1	983	-1,4
400	1000	48,6	943	-0,9

Mallia simuloidaan yhdessä toimintapisteessä 20 sekuntia, joka on todettu olevan riittävän pitkä aika moottorimallin stabiloitumiseen. Yhteensä testiaika mallin simpukkatestissä on 2360 sekuntia, eli noin 39 minuuttia. Mallilta mitataan kaikki vaatimuksissa määritellyt ulostulosuureet. Kaikista niistä ei kuitenkaan esitetä kuvaajia eikä verrata moottorin mittaustuloksiin, koska kaikkia samoja tuloksia kuin mitä mallilta saadaan, ei moottorilta ollut mitattu.



Kuva 5.4. Moottorin vääntömomentti simpukkatestissä.

Kuten jo aiemmin todettiin, joudutaan mallia simuloimaan eri vääntömomentin arvoilla kuin moottoria on ajettu johtuen mallin ja moottorin eri hyötysuhteista. Kuvassa 5.4 nähdään oikean moottorin ja mallin ero vääntömomentin eri arvoissa. Mallin vääntömomenttikäyrässä olevat piikit johtuvat siitä, että vääntömomentilla säädetään pyörimisnopeus oikeaan arvoonsa, ja käytössä oleva säädin aiheuttaa ylitystä. Piikeillä ei ole vaikutusta mallin staattisiin arvoihin.

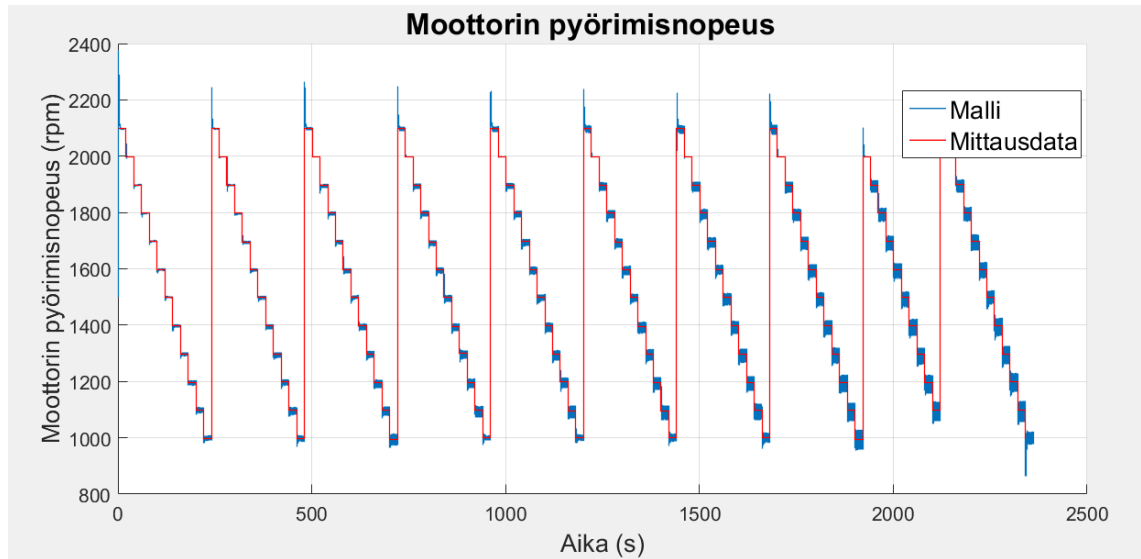
Taulukossa 5.3 on laskettu numeroarvoja mallin ja moottorin eroista koko simpukan alueelta sekä mallin normaalilta käyttöalueelta, jota voidaan kutsua myös NTE-alueeksi (not-to-exceed). NTE-alue määritellään siten, että kierrosnopeus on 15 % moottorin tyhjäkäyntinopeuden yläpuolella, ja moottorin vääntömomentti on enemmän kuin 30 % maksimivääntömomentista (Diesel Net 2016). Vääntömomentin maksimiarvo käytössä olevalla moottorilla on noin 1000 Nm, jonka perusteella alle 200 Nm vääntömomentit voidaan jättää pois NTE-alueen virheitä laskettaessa. Moottorin pyörimisnopeus ei tässä testissä vaikuta NTE-alueeseen, koska kaikki testissä käytetyt pyörimisnopeudet ovat yli 15 % moottorin tyhjäkäynnin ($n=850$ rpm) pyörimisnopeuden yläpuolella.

Taulukko 5.3. Mallin ja oikean moottorin väliset erot vääntömomentissa.

	NTE-alue		Koko simpukka	
Absoluuttisten virheiden keskiarvo	32,7	Nm	28,1	Nm
Keskihajonta	17,0	Nm	17,4	Nm
Suhteellisten virheiden keskiarvo	5,3	%	5,8	%
Maksimivirhe	72,9	Nm	72,9	Nm
Minimivirhe	2,4	Nm	0,0	Nm
		t=1740 s		t=1740 s
		t=1160s		t=80 s

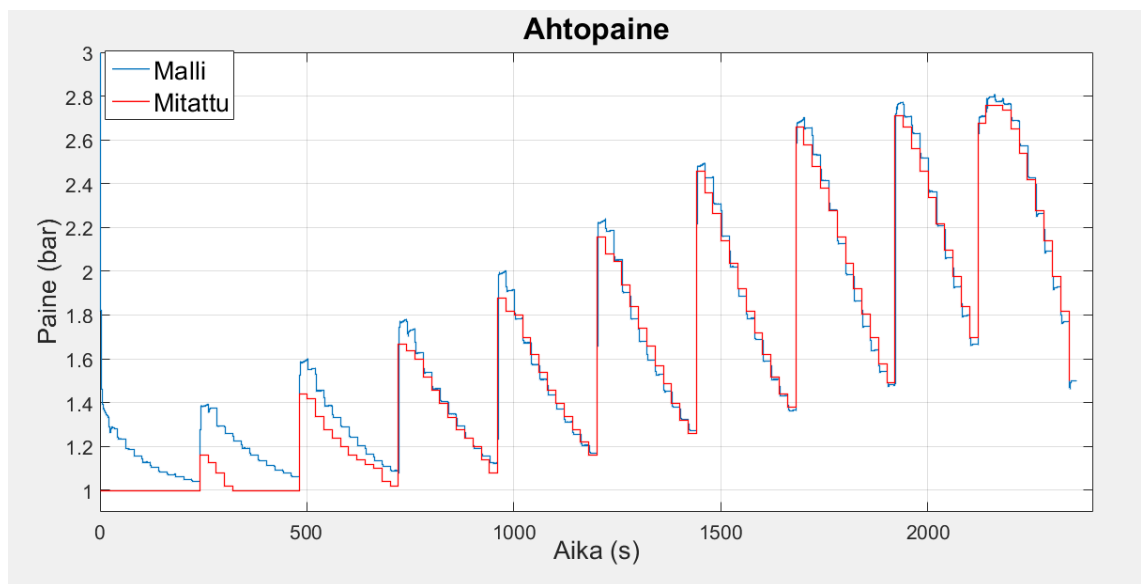
Taulukossa 5.3 laskettujen tunnuslukujen perusteella absoluuttisten virheiden keskiarvo suurenee arvosta 28,1 Nm arvoon 32,7 Nm, mutta suhteellisten virheiden keskiarvo pie-

nenee 0,5 prosenttiyksikköä, kun huomioidaan pelkästään NTE-alue. Muissa arvoissa suuria muutoksia ei ole.



Kuva 5.5. Moottorin pyörimisnopeus simpukkatestissä.

Kuvassa 5.5 on nähtävissä moottorin pyörimisnopeuden muutos simpukkatestissä. Pyörimisnopeudessa on havaittavissa kohinaa suuremmilla vääntömomentin suurilla arvoilla simuloitaessa. Oikealta moottorilta saatu simpukkatestin mittausdata on staattisessa pisteessä mitattu yksi arvo, joka on piirretty portaittain muuttuvana viivana. Tällä tavoin voidaan kuvaajissa vertailla mallin ja oikean moottorin tuloksia. Näin on tehty myös muille oikealta moottorilta mitatuille simpukkatestistä saaduille arvoille. Simpukkatestin ulostulosuureiden kuvaajia on esitetty kuvissa 5.6 – 5.9.



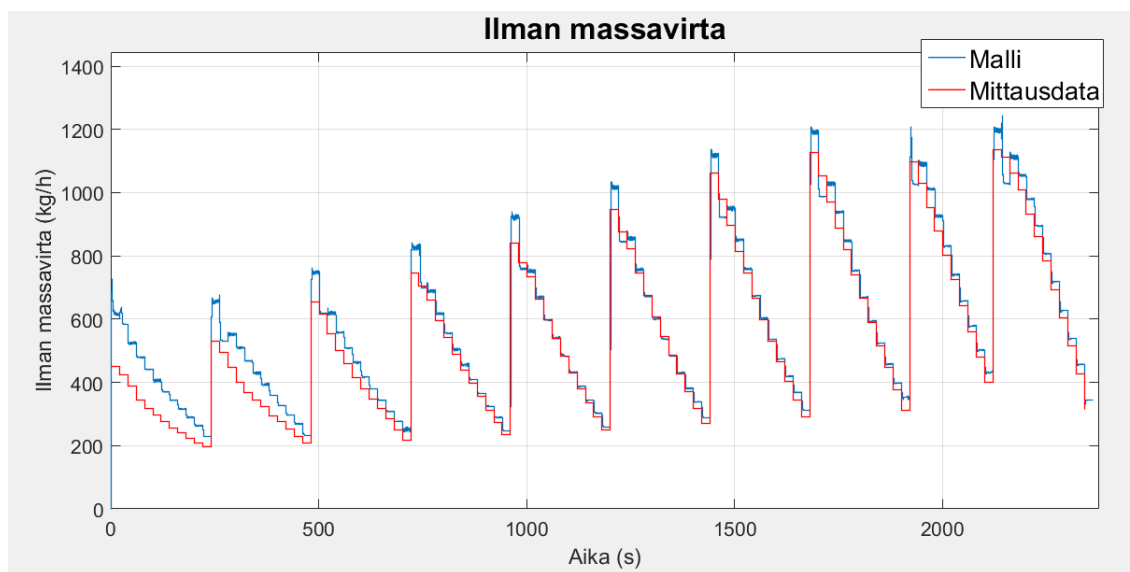
Kuva 5.6. Ahtopaine simpukkatestissä.

Ahtopaineen kuvaaja simpukkatestissä on nähtävissä kuvassa 5.6. Kuvaajan perusteella voidaan todeta, että pienillä momenteilla mallin ahtopaine on huomattavasti korkeampi kuin moottorilta mitattu ahtopaine, joka ei alussa nouse normaali-ilmanpaineesta yhtään. Ajanhetken $t=500$ s jälkeen mallin ahtopaine on lähellä mitattuja arvoja. Taulukossa 5.4 on esitetty mallin ja oikean moottorin välisten virheiden tunnuslukuina absoluuttisten ja suhteellisten virheiden keskiarvot, keskihajonta, sekä maksimi- ja minimivirhe. Kaikki arvot on esitetty sekä koko simpukkatestin alueelta että moottorin normaalilla käyttöalueella, joka on mallin käyttäjälle koko alueen tarkkuutta kiinnostavampi.

Taulukko 5.4. Mallin ja oikean moottorin väliset erot ahtopaineessa.

	NTE-alue		Koko simpukka	
Absoluuttisten virheiden keskiarvo	0,043 bar		0,066 bar	
Keskihajonta	0,040 bar		0,065 bar	
Suhteellisten virheiden keskiarvo	2,6 %		5,2 %	
Maksimivirhe	0,154 bar	$t=500$	0,335 bar	$t=20$
Minimivirhe	0,0004 bar	$t=1780$	0,0004 bar	$t=1780$

Ahtopaineen virheiden keskiarvot, keskihajonta ja maksimivirhe pienenevät huomattavasti, kun jätetään normaalin käyttöalueen ulkopuoliset virheet huomioimatta. Tämä voidaan todeta myös taulukosta 5.4 ja kuvaajasta kuvassa 5.6. NTE-alueen maksimivirhe 0,154 bar mitataan heti aluksi, ajanhetkellä $t=500$ s, kun moottorin pyörimisnopeus on 2100 rpm ja vääntömomentti 300 Nm. Pienin virhe saadaan ajanhetkellä $t=1780$ s, jossa pyörimisnopeuden arvo on 1700 rpm ja vääntömomentin 800 Nm. NTE-alueella ahtopaineen suhteellisten virheiden keskiarvoksi saadaan 2,6 %, kun koko simpukkatestin alueella se on 5,2 %.

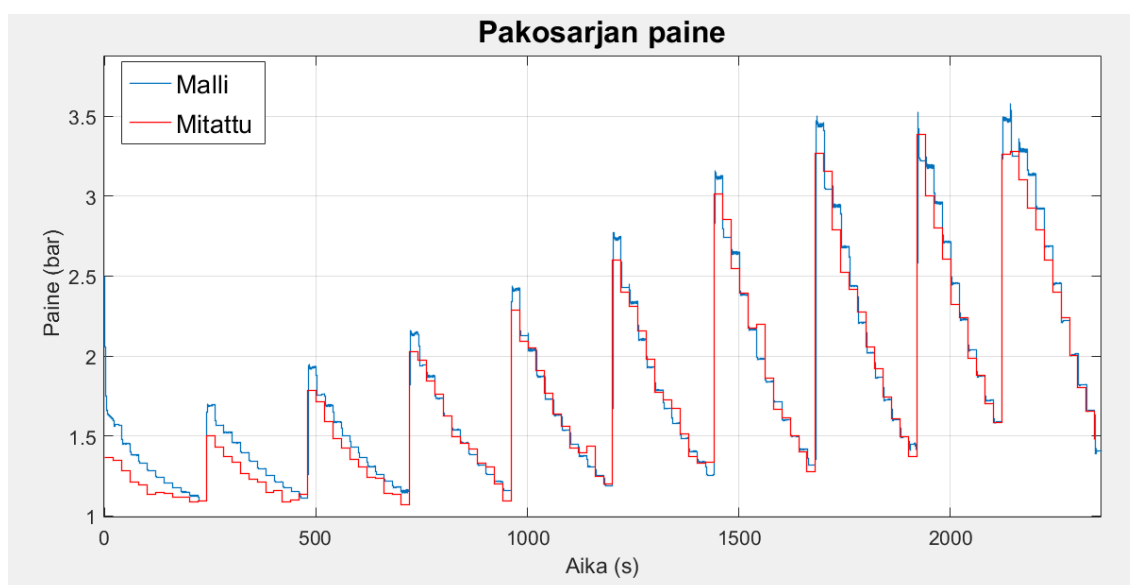


Kuva 5.7. Moottorin sisään menevä ilman massavirta simpukkatestissä.

Taulukko 5.5. Mallin ja oikean moottorin väliset erot ilman massavirralla.

	NTE-alue		Koko simpukka	
Absoluuttisten virheiden keskiarvo	27,6	kg/h	40,4	kg/h
Keskihajonta	26,2	kg/h	36,4	kg/h
Suhteellisten virheiden keskiarvo	4,6	%	9,2	%
Maksimivirhe	93,9	kg/h	164,9	kg/h
Minimivirhe	0,27	kg/h	0,27	kg/h

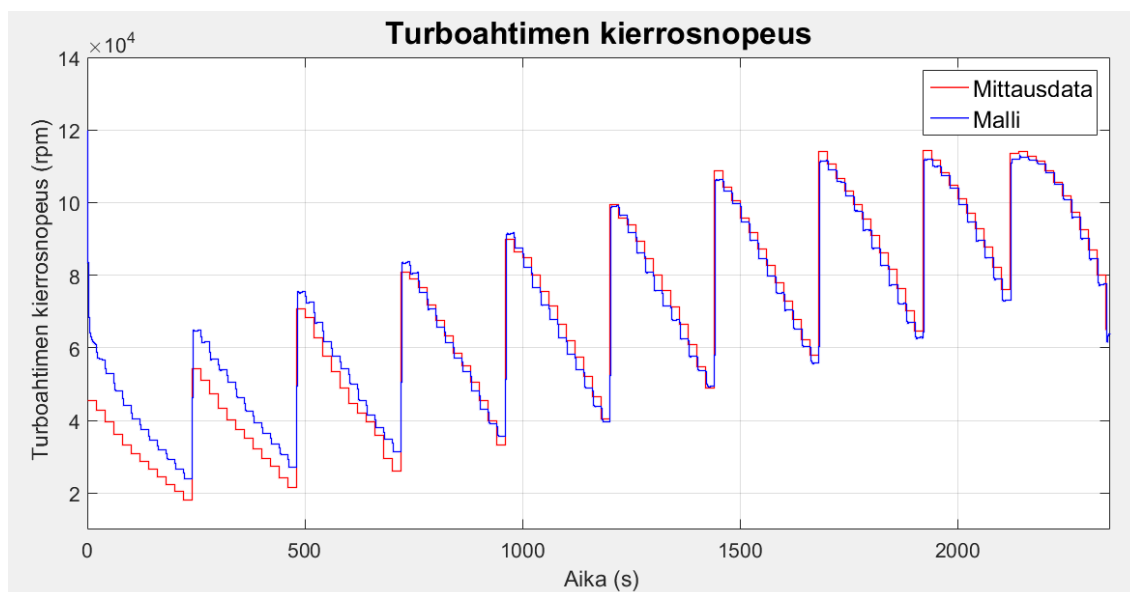
Ilman massavirran virheissä on nähtävissä sama kuin ahtopaineen virheissä, eli pienillä vääntömomentin arvoilla (100 Nm ja 200 Nm) virheet ovat suurempia kuin testin myöhemmissä vaiheissa, kuten taulukosta 5.5 ja kuvasta 5.7 voidaan nähdä. NTE-alueen ja koko simpukkatestin alueen virheitä vertaillen virheiden keskiarvot, keskihajonta ja maksimivirhe pienyvät, kun rajataan pois pienet vääntömomentin arvot. Ilman massavirran suhteellinen virhe NTE-alueella (4,6 %) on 2 prosenttiyksikköä suurempi kuin ahtopaineella. Lisäksi kuvaajia 5.5 ja 5.7 vertaamalla havaitaan, että ilman massavirran virheet ovat suurimmillaan suurilla moottorin kierrosnopeuksilla, jossa myös suurin yksittäinen virhe 93,9 kg/h on, ajanhetkellä $t=720$ s.

**Kuva 5.8.** Pakosarjan paine simpukkatestissä.

Taulukko 5.6. Mallin ja oikean moottorin väliset erot pakosarjan paineella.

	NTE-alue		Koko simpukka	
Absoluuttisten virheiden keskiarvo	0,062 bar		0,072 bar	
Keskihajonta	0,056 bar		0,060 bar	
Suhteellisten virheiden keskiarvo	3,1 %		4,2 %	
Maksimivirhe	0,213 bar	t=1560s	0,238 bar	t=20s
Minimivirhe	0,0001 bar	t=1900s	0,0001 bar	t=1900s

Myös pakosarjan paineen virheet pienenevät tarkasteltaessa pelkästään NTE-aluetta, kuten taulukko 5.6 osoittaa. Sama voidaan todeta myös kuvasta 5.8. Mittausaluetta NTE-alueelle rajoitettaessa suhteellisten virheiden keskiarvo pienenee pakosarjan paineella tarkastelluista suureista vähiten, arvosta 4,2 % arvoon 3,1 %. Pakosarjan paineen virheiden pienimmät arvot saadaan moottorin matalilla kierrosnopeuksilla ja suurilla vääntömomentin arvoilla. Suurimmat virheet havaitaan moottorin suurilla kierrosnopeuksilla, eli samoin kuin ilman massavirtauksella.

**Kuva 5.9.** Turboahtimen kierrosnopeus simpukkatestissä.**Taulukko 5.7.** Mallin ja oikean moottorin väliset erot turboahtimen kierrosnopeudella.

	NTE-alue		Koko simpukka	
Absoluuttisten virheiden keskiarvo	2465,4 rpm		3810,4 rpm	
Keskihajonta	1863,1 rpm		3132,5 rpm	
Suhteellisten virheiden keskiarvo	3,8 %		8,5 %	
Maksimivirhe	5412,0 rpm	t=620	15371,8 rpm	t=20
Minimivirhe	215,5 rpm	t=1220	215,5 rpm	t=1220

Turboahtimen kierrosnopeuden kuvaajassa kuvassa 5.9 on nähtävissä sama kuin muidenkin suureiden kuvaajissa, että mallin ja moottorilta mitattujen arvojen erot ovat suurimmillaan alussa pienillä vääntömomentin alueilla. Rajoittamalla virheiden laskemiset NTE-alueelle, suhteellisten virheiden keskiarvo tippuu 4,7 prosenttiyksikköä arvoon 3,8 %, joka voidaan todeta taulukosta 5.7.

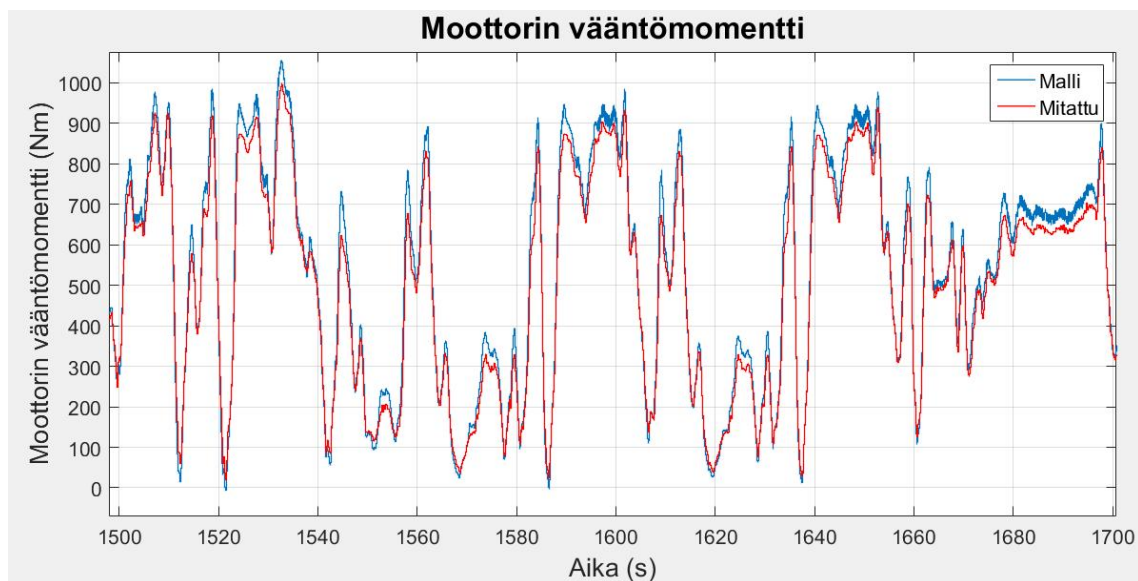
Yleisesti kuvien 5.6 – 5.9 kuvaajista voidaan todeta, että mallin dynamiikka on pääasiassa oikea, eli kuvaajissa askelten muutokset tapahtuvat oikeissa kohdissa ja oikeaan suuntaan. Ainoastaan pakosarjan paineen ja ilman massavirran suurten vääntömomentin ja suurten pyörimisnopeuksien arvoilla on kuvaajien perusteella nähtävissä epäloogisia muutoksia. Näissä tapauksissa paine ja massavirta suurenevat, vaikka kierrosnopeutta pienennetään vääntömomentin pysyessä vakiona. Pakosarjan paineella tämä on nähtävissä yhdessä pisteessä, mutta ilman massavirralla tämä tapahtuu seitsemässä eri pisteessä.

Mallin ja moottorilta mitattujen tulosten arvot ovat staattisissa pisteissä melko lähellä toisiaan, lukuun ottamatta mittausten alkuja. Testin suhteellisten erojen keskiarvot ovat koko simpukkatestin alueella 4,2–9,2 %. Kun tarkastellaan pelkästään mallin käyttäjälle mielenkiintoista NTE-aluetta, mallin ja oikean moottorin suhteellisten erojen keskiarvot ovat pienemmät, eli 2,6–4,6 %. Näistä mallin ja oikean moottorin eroista ahtopaineen suhteellisten erojen keskiarvo on pienin ja ilman massavirran suurin.

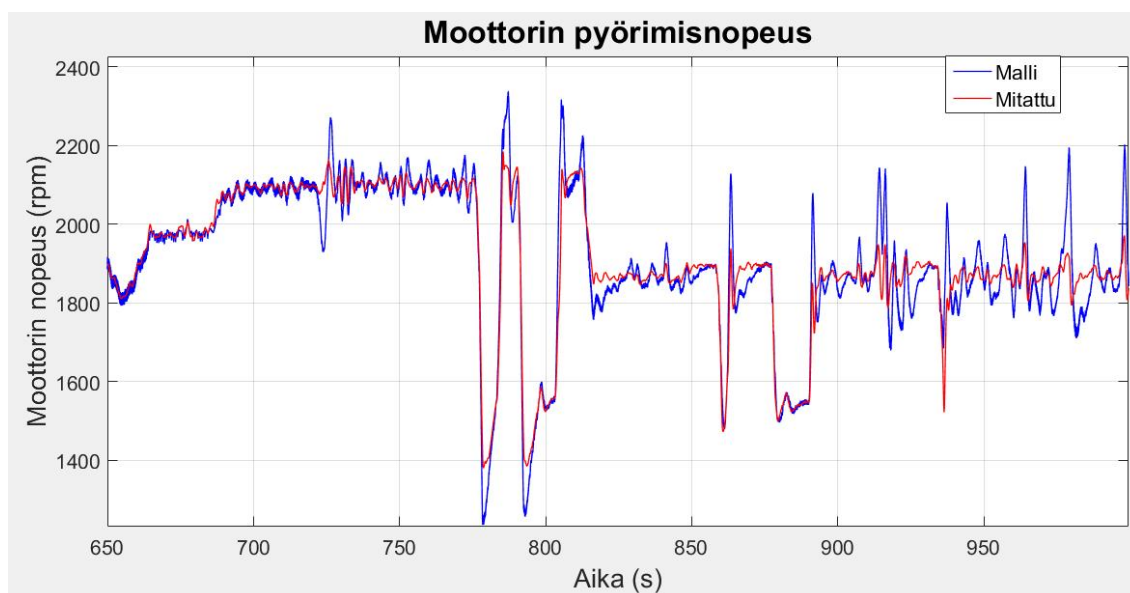
5.3 NRTC-syklin testaus

Toisena testinä toteutetaan NRTC-syklin (*Non-road Transient Cycle*) testaus. NRTC on EU:n transienttitestin dieselkäyttöisten työkonien päästöjen testaamiseen, joka moottorin täytyy läpäistä. Sen kesto on 1238 sekuntia eli noin 20 minuuttia ja se määritellään prosentteina moottorin nopeudesta ja nimellisvääntömomentista. Tämä testi ajetaan normaalisti kaksi kertaa peräkkäin, ensimmäinen kylmätestinä ja toinen kuumatestinä. NRTC-testi toteutetaan testilaboratoriossa dynamometrillä. (Diesel Net 2013b)

Tässä testissä mallia simuloidaan samalla tavalla kuin simpukkatestissä. Mallin ruiskutusainemäärä, ruiskutusaine ja ruiskutuksen ajoitus ovat siis samat kuin oikealla moottorilla on ollut käytössä, ja ne on syötetty mallille Matlabin työtilasta. Moottorilla tehdyssä testissä toteutunut moottorin nopeus yritetään pitää mallissa samana, ja vääntömomentin annetaan muuttua. Tämä ei ole täysin oikea tapa testata NRTC-sykliä, mutta haluttiin kuitenkin nähdä miten NRTC-syklin suurten ja nopeiden vaihteluiden simuloiminen mallilla toimii. Tällä tavalla voitiin testata mallin dynamiikan toimivuutta transienttitilanteissa. Kuvissa 5.10 ja 5.11 on osat toteutuneista moottorin vääntömomentin ja pyörimisnopeuden kuvaajista.



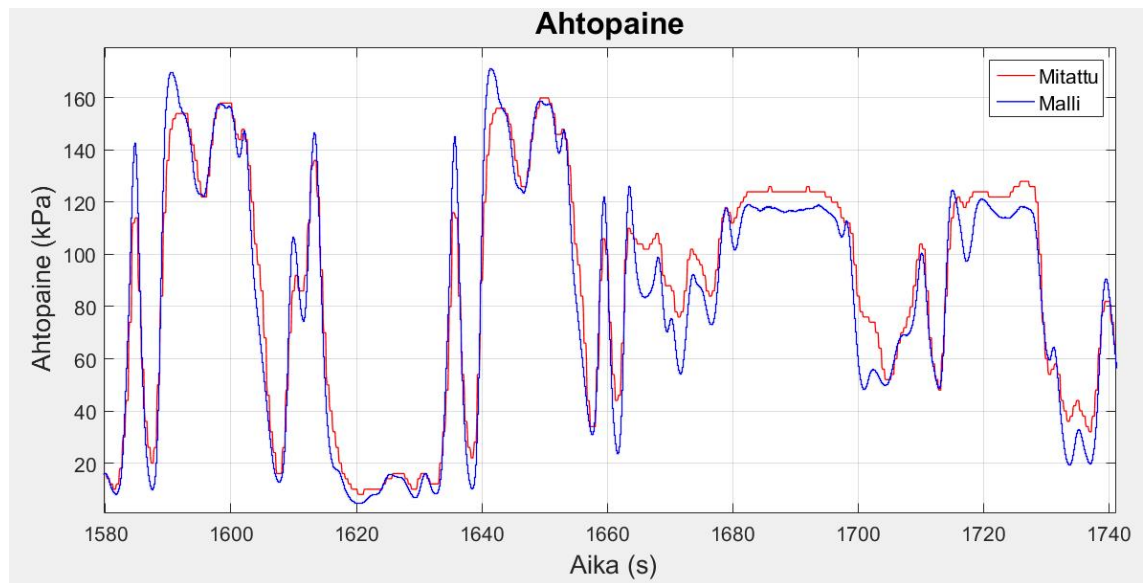
Kuva 5.10. Moottorin vääntömomentti NRTC-testissä.



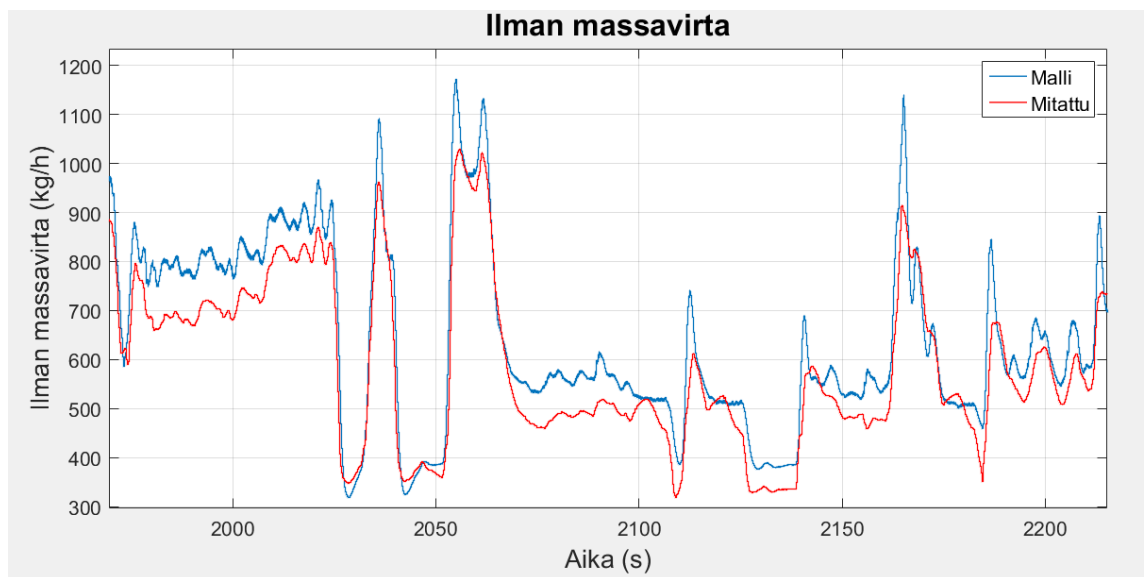
Kuva 5.11. Moottorin pyörimisnopeus NRTC-testissä.

Mallin tuottama vääntömomentti samoilla ohjaussuureilla on koko syklin ajan hieman suurempi kuin oikealta moottorilta mitattu vääntömomentti. Koejärjestelyissä käytetty PID-säädin säätelee moottorimallin pyörimisnopeuden melko lähelle sitä mitä se on oikealla testijarrulla NRTC-testiä ajettaessa, mutta isoissa muutoksissa on huomattavissa ylitystä (kuva 5.11).

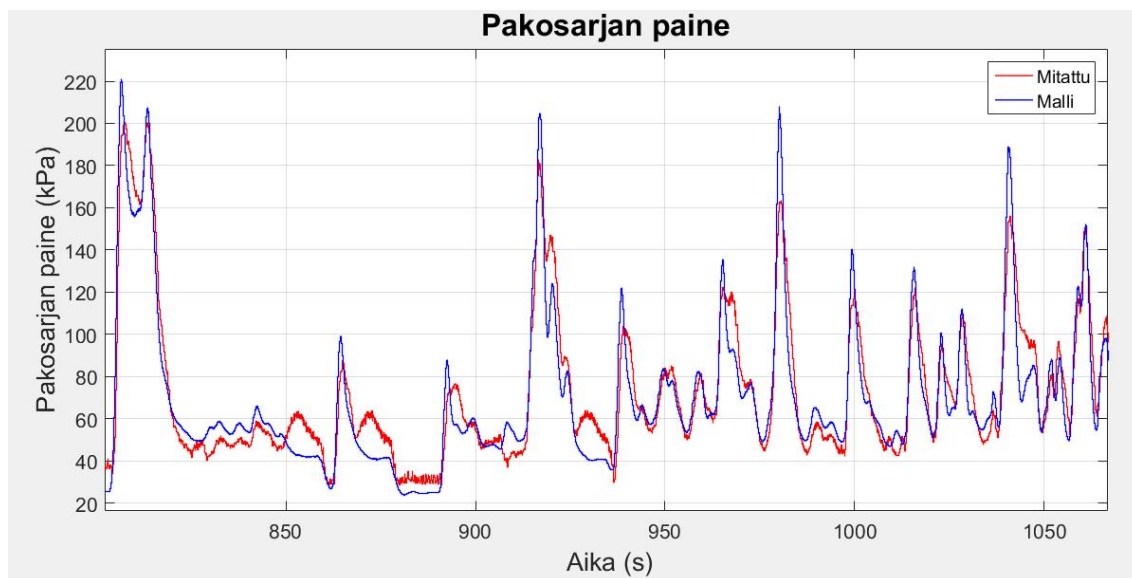
Kuvissa 5.12 – 5.15 on NRTC-testin ulostulojen kuvaajien suurennettuja osia. Koko NRTC-sykliä ei ole kuvattu, koska kuvaajista olisi tullut liian epäselviä. Siksi niistä päädyttiin näyttämään pelkästään otoksia.



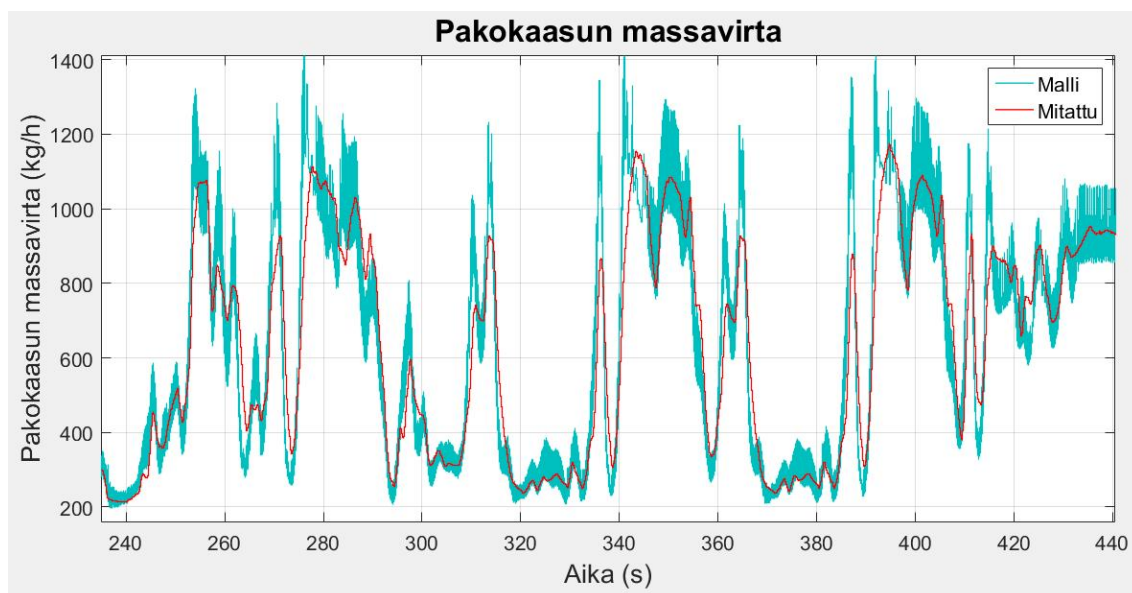
Kuva 5.12. Ahtopaine NRTC-testissä.



Kuva 5.13. Sisään menevän ilman massavirta NRTC-testissä.



Kuva 5.14. Pakosarjan paine NRTC-testissä.

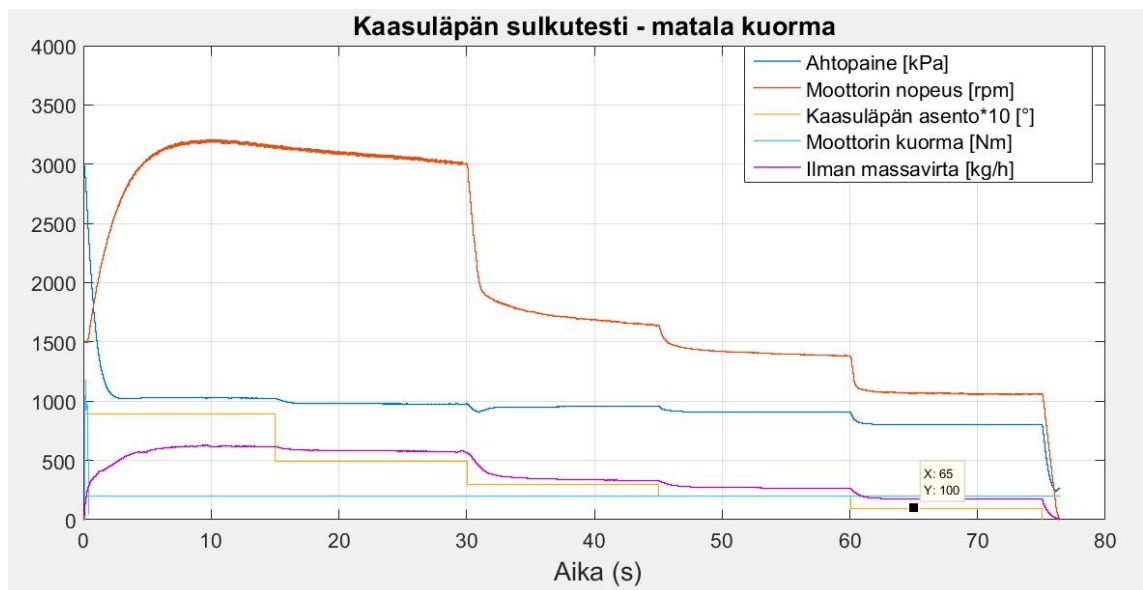


Kuva 5.15. Pakokaasun massavirta NRTC-testissä.

Kuvien 5.12 – 5.15 ilman massavirran, pakosarjan paineen, ahtopaineen sekä pakokaasun massavirran kuvaajien perusteella malli toimii hyvin myös dynaamisten vaihteluiden simuloinnissa. Kaikki kuvatut mallin ulostulot vastaavat melko hyvin NRTC-testin mittaustuloksia. Muutokset mallin kuvaajissa tapahtuvat oikeissa kohdissa ja oikeaan suuntaan, ja ne ovat pääasiassa samansuuruiset oikean moottorin mittausten kanssa. Turboahtimen kierrosnopeuden kuvaajaa NRTC-testistä ei ole, koska sitä ei ollut mitattu oikealta moottorilta.

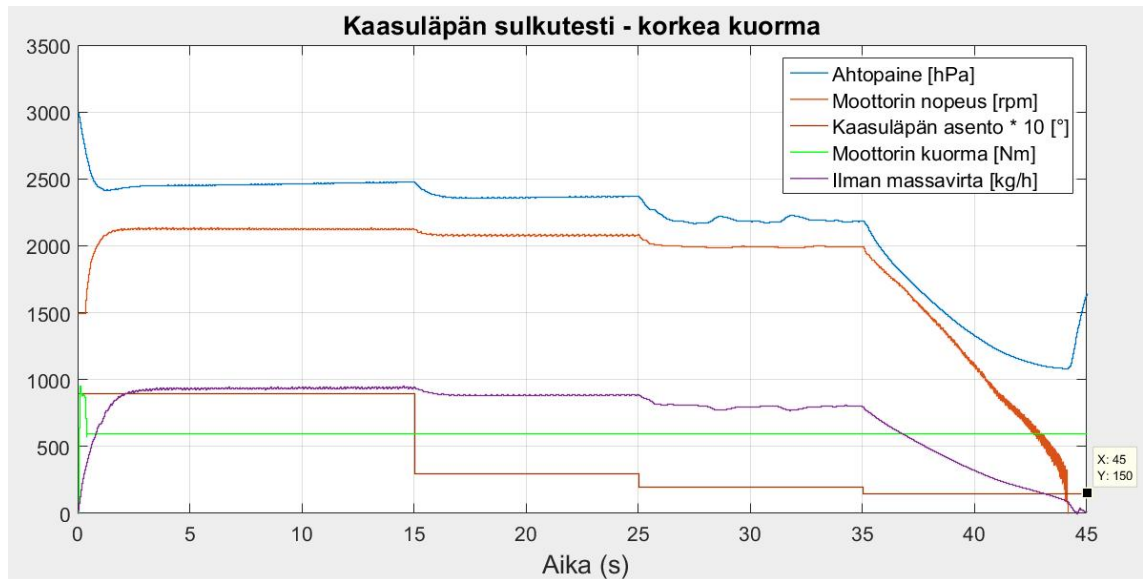
5.4 Kaasuläpän testaus

Mallille määritellyissä vaatimuksissa oli kaasuläpän ja hukkaportin mallintamiset. Näiden toiminnan testaamiseen ei ole olemassa mittausdataa oikealta moottorilta. Tämän takia kaasuläpän ja hukkaportin toimintojen oikeellisuuden todentamiseen käytetään niiden toimintaan perehtyneiden suunnitteluinsinöörien kokemuksia. Kuvissa 5.16 ja 5.17 on kuvaajat kaasuläpän sulkutesteistä. Kaasuläppä on läppäventtiili, joten se on täysin auki kun sen kulma on 90 astetta, ja täysin kiinni kun kulma on 0 astetta. Testien alussa kaasuläppä on täysin auki, ja sitä suljetaan pykälittäin.



Kuva 5.16. Kaasuläpän sulkutesti matalalla kuormalla.

Testissä moottoria ajetaan vakio-ohjausarvoilla ja vakiokuormalla, ja kaasuläppään suljetaan portaittain sopivaksi todetuin hyppäyksiä. Matalalla kuormalla (200 Nm) moottorin kierrosnopeus pienenee kaasuläpän asentoa sulkemalla. Moottori sammuu vasta kun kaasuläppä suljetaan täysin ja ilman saanti loppuu kokonaan.



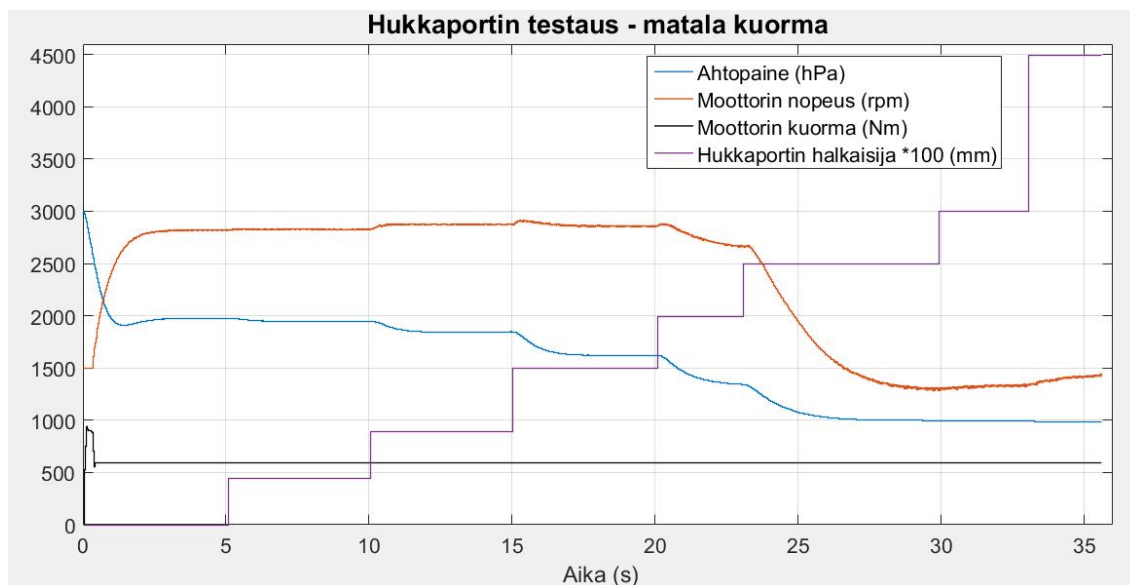
Kuva 5.17. Kaasuläpän sulkutesti korkealla kuormalla.

Kaasuläpän sulkutestissä korkealla kuormalla on käytössä samat ohjausarvot kuin edellisessä testissä, jolloin korkeamman kuorman (600 Nm) takia moottorin pyörimisnopeus on pienempi ja ahtopaine korkeampi. Testissä kaasuläppää suljetaan samalla tavalla pykälittäin kuin edellisessä testissä. Moottorin kierrosnopeus ja ahtopaine pienenevät kaasuläppää kiinni pykälittäin laitettaessa. Korkealla kuormalla kaasuläppää ei tarvitse laittaa kokonaan kiinni ennen kuin moottorin käynnissä pysymiseen riittävä ilmamäärän raja ylitetään ja moottori sammuu kokonaan, eli pyörimisnopeus laskee nolleen. Korkealla kuormalla moottorin sammumiseen riittää, että kaasuläppä on enää 15 astetta auki.

Kaasuläpän toiminta vastaa suunnitteluinsinöörien mukaan testien perusteella kaasuläpän oikean toiminnan dynamiikkaa sekä moottorin pienellä että suurella kuormalla. Asiantuntijoiden tarkastelun perusteella kaasuläppä toimii oikein.

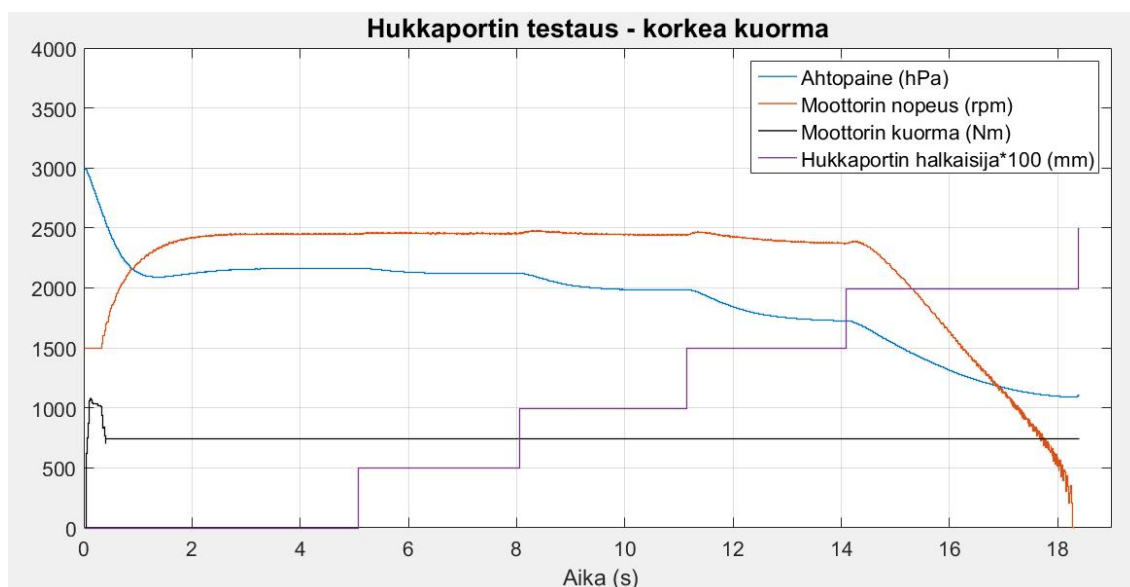
5.5 Hukkaportin testaus

Hukkaportti on mallinnettu malliin reikänä, jonka halkaisijaa muutetaan. Reiän maksimihalkaisija on 45 millimetriä. Hukkaportin toimintaa testataan samalla tavalla kuin edellisissä testeissä kaasuläpän toimintaa, eli hukkaporttia avataan pykälittäin muiden sisäänmenojen pysyessä vakioina. Myös testit ovat samantyyppiset, eli testit tehdään sekä matalalla että korkealla kuormalla.



Kuva 5.18. Hukkaportin testaus matalalla kuormalla.

Kuvassa 5.18 on kuvaaja hukkaportin testaamisesta, kun kuorma on niin pieni verrattuna ruiskutettavaan ainemäärään, että moottori ei sammuu, vaikka hukkaportti on täysin auki. Hukkaportin avaaminen vaikuttaa moottoriin laskemalla turboahtimen ahtopainetta, joka vaikuttaa moottorin pyörimisnopeuteen. Siinä vaiheessa kun hukkaportti on niin auki, että ahtopaine on jo laskenut ympäristön ilmapaineen kanssa samalle tasolle, hukkaportin lisää avaamisella ei ole enää vaikutusta.



Kuva 5.19. Hukkaportin testaus suurella kuormalla.

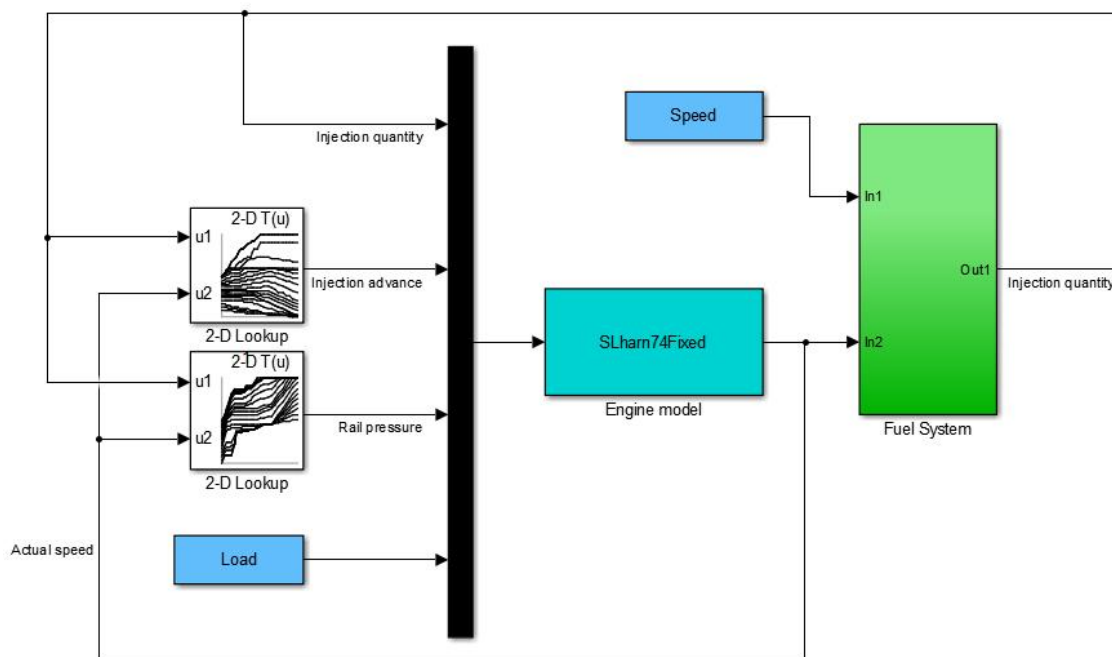
Kuvan 5.19 testitapauksessa moottorin kuorma on sen verran iso verrattuna ruiskutettavaan polttoaineeseen, että kun hukkaporttia avataan yli 20 mm halkaisijan verran, ahtopaine tippuu liian matalalle ja moottori sammuu. Kuten kaasuläppätestissä, ei myöskään hukkaportin testaamiseen ollut erillistä verrokkitestistä olemassa, eikä uutta testiä toteu-

tettu oikealla moottorilla. Hukkaportin toimintaa on myös arvioitu sen kehitykseen ja toimintaan perehtyneiden suunnitteluinsinöörien kanssa. Heidän mukaansa hukkaportti toimii mallissa loogisesti oikealla tavalla.

5.6 Polttoainejärjestelmän testaus mallilla (MIL-simulointi)

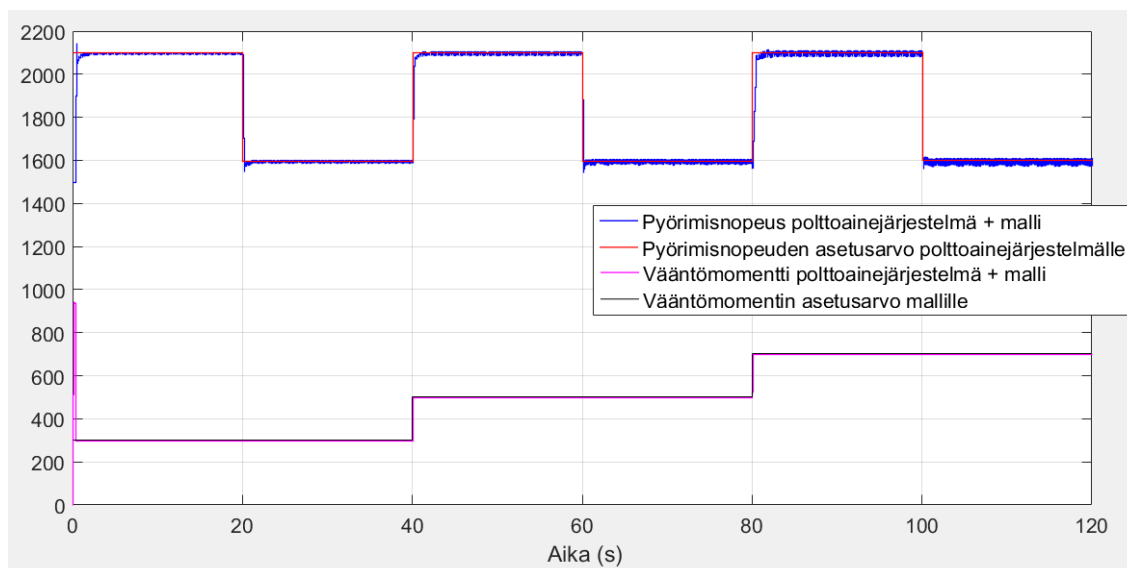
Viimeisenä testinä mallin toimintaa testataan yhdessä polttoainejärjestelmän mallin kanssa, eli MIL-simuloinnissa. Ohjaava polttoainejärjestelmä on toteutettu Simulinkissä, ja se määrittää moottorin pyörimisnopeuden, polttoaineen ruiskutuksen ainemäärän ja erilaiset rajoitukset. Polttoainejärjestelmä laskee ruiskutettavan ainemäärän joko moottorilta pyydetyn vääntömomentin tai pyörimisnopeuden perusteella, riippuen valitusta moottorin tilasta. Tässä testissä moottori on nopeustilassa, kuten se normaalikäytössä on. Tällöin moottorille kerrotaan haluttu pyörimisnopeus sekä joitain muita moottorin mittauksia, ja polttoainejärjestelmän PID-säädin säätaa ruiskutettavan polttoaineen määrällä pyörimisnopeuden haluttuun arvoon säätämällä moottorin vääntömomenttia. Ruiskutusaine ja ruiskutuksen aloituskulma saadaan ruiskutetun ainemäärän ja moottorin pyörimisnopeuden perusteella look-up-taulukoista.

Polttoainejärjestelmän kanssa tehdyssä MIL-simulointitestissä testataan polttoainejärjestelmän toimintaa mallin kanssa. Testissä polttoainejärjestelmä ohjaa simulointimallia. Polttoainejärjestelmälle annetaan sisäänmenona halutut moottorin pyörimisnopeudet, ja mallille annetaan sisäänmenona sen simuloima kuorma, eli moottorin vääntömomentti. Kuvassa 5.20 on yksinkertaistettu kuva MIL-simuloinnista.



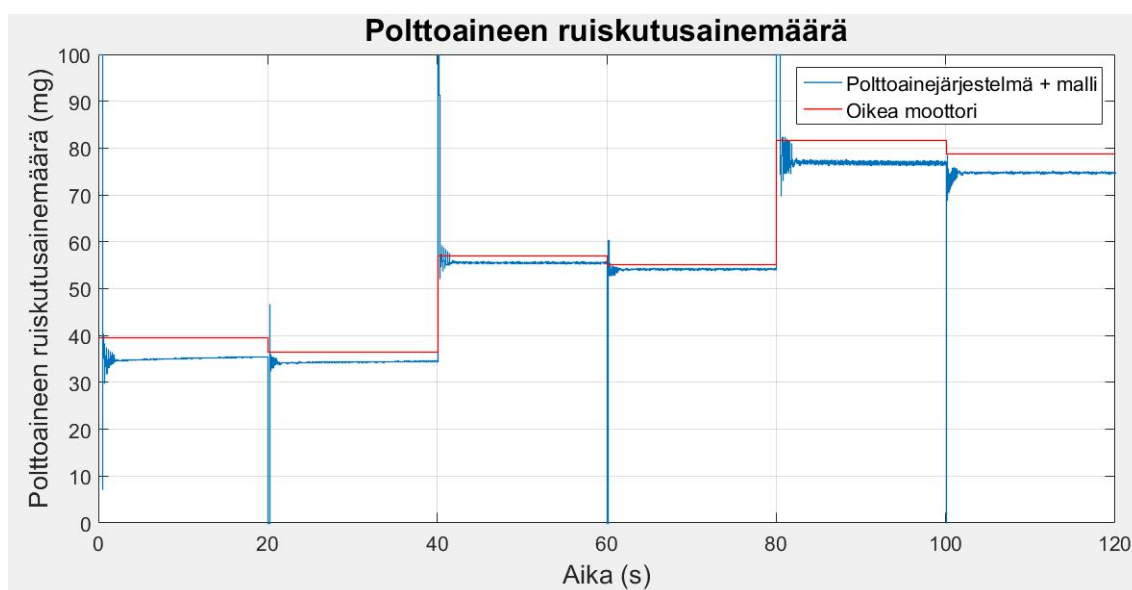
Kuva 5.20. Yksinkertaistettu kuva MIL-simuloinnista.

Testi toteutetaan kuudessa eri staattisessa pisteessä, jotka on määritelty vääntömomentin ja pyörimisnopeuden perusteella. Kuvasta 5.21 nähdään MIL-testin pyörimisnopeuden ja vääntömomentin asetusarvot sekä toteutuneet arvot, jotka ovat käytännössä samat.



Kuva 5.21. Polttoainejärjestelmätestin moottorin pyörimisnopeus ja vääntömomentti sekä niiden asetusarvot.

Toisin kuin simpukkatestissä, MIL-järjestelmän testissä kerrotaan järjestelmälle sekä moottorin haluttu vääntömomentti että haluttu pyörimisnopeus, jotka ovat samat joilla moottoria on ajettu dynamometrillä. Tällöin MIL-testissä polttoainejärjestelmä laskee näiden perusteella ruiskutetun polttoaineen määrän. Testissä ruiskutetun polttoaineen ainemäärä verrattuna oikean moottorin laskemaan ainemäärään samoissa toimintapisteissä nähdään kuvasta 5.22.



Kuva 5.22. Polttoainejärjestelmän laskema ruiskutusainemäärä verrattuna oikean moottorin laskemaan ruiskutusainemäärään.

Kuten simpukkatestissä, myös tässä testissä moottorin stabiloiduttua on mitattu yksi polttoaineen ruiskutusainemäärän arvo, joka on portaittain muuttuvana punaisena viivana, johon MIL-järjestelmän polttoaineen ruiskutusainemäärää verrataan. Polttoainejärjestelmän laskema ainemäärä mallin kanssa eroaa hieman oikean moottorin laskemasta ainemäärästä, ollen kaikissa kuudessa pisteessä hieman pienempi. Ero mallin ja moottorin välillä johtuu niiden eri hyötysuhteista, eli malli toimii pienemmällä polttoainemäärällä samoissa toimintapisteissä kuin oikea moottori, johon testissä verrataan. Ruiskutuspaineen ja ruiskutuksen ajoituksen arvot saadaan suoraan taulukoista, joten niistä ei ole kuvaajia piirretty. Myöskään moottorin ja mallin ulostuloarvoista ei ole piirretty kuvaajia tämän testin osalta.

Vaikka ruiskutusmäärissä on pieniä eroja mallin ja oikean moottorin välillä, malli toimii kuitenkin oikein myös kun sitä ohjataan polttoainejärjestelmällä. Mallin suoritusnopeudessa ei havaittu merkittävää muutosta, kun sitä käytettiin MIL-simuloinnissa. Tämän perusteella voidaan mallin todeta soveltuvan MIL-simulointiin.

5.7 Mallin nopeus, ja SIL ja HIL soveltuvuus

Mallin nopeutta testattiin simpukkatestin yhteydessä mittaamalla miten kauan simulointiin oikeasti kuluu aikaa. Simuloinnista otettiin 390 sekunnin ajanjakso, jota mallilla kesti tavallisella tietokoneella simuloida 59 minuuttia 50 sekuntia, eli yhteensä 3590 sekuntia. Mallin nopeus verrattuna reaaliaikaan saadaan jakamalla oikeasti kulunut aika simulointiajalla, josta mallin nopeudeksi saadaan 9,2 kertaa hitaampi kuin reaaliaika. Muita testejä simuloidessa huomattiin, että nopeus ei kuitenkaan ole jokaisessa simuloinnissa vakio. Mallin nopeus vaihteli näissä mittauksissa ollen noin 8-15 kertaa hitaampi kuin reaaliaika. Nopeutta arvioidessa huomattiin, että mallin simulointi on hidasta kun moottori on transienttitilanteissa, mutta nopeutuu kun moottori on staattisessa tilassa. Alkuperäisen mallin nopeuden ollessa noin 10–20 kertaa reaaliaikaa hitaampi, FRM-malli oli noin 1,3 kertaa tätä nopeampi.

Tällä nopeudella FRM-mallista ei ole HIL-järjestelmän malliksi, koska HIL-käytössä olevalla mallilla on reaaliaikavaatimus sen sisältävien fyysisten antureiden ja toimilaitteiden takia. MIL- ja SIL-simuloinneissa käytetyillä malleilla ei kuitenkaan ole tarvetta toimia reaaliajassa. Niihin järjestelmiin tehty malli siis soveltuu nopeutensa puolesta.

5.8 Mallin soveltuminen vaatimuksiin

Testien perusteella kaikki suorituskykyyn perustuvat vaatimukset täyttyvät, jotka luvussa 4 määriteltiin. Mallin simulointi on mahdollista Simulinkissä, ilman että simuloijan tarvitsee asentaa GT-Poweria omalle tietokoneelleen. Normaali GT-Power-lisenssi kuitenkin tarvitaan. Mallissa toimivat kaikki vaatimusten sisäänmenot ja ulostulot, vaikka kaikista niistä ei testeissä kuvaajia piirretty. Mallin ulostulot vastaavat myös melko hyvin oikean moottorin tuloksia staattisissa tilanteissa. Staattisissa simuloinneissa, joissa

mitattiin erojen lukuarvoja, mallin ja oikean moottorin erot olivat melko lähellä toisiaan. Muissa testeissä katsottiin, että lukuarvojen esittäminen ei ole tarpeellista. Niissäkin testeissä malli toimi loogisesti oikein verrattuna oikeaan moottoriin.

Työn aikana kehitetty FRM-malli on nopeampi kuin alkuperäinen GT-Power-malli, vaikka se ei reaaliaikaan kykenekään. Malli voi kuitenkin toimia jonkin verran nopeammin tehokkaammalla tietokoneella, mutta suurta muutosta nopeuteen se ei tarjoa. Jos malli olisi nopeampi, voisi se nopeuttaa myös ohjausjärjestelmän kehitystä.

6. YHTEENVETO

Tämän diplomityön tarkoituksena oli tutkia, miten alun perin dieselmoottorin ilma- ja kaasuvirtauksien ja palamisen tutkimiseen, sekä mekaniikkasuunnittelun tarpeisiin tehtyjä simulointimalleja voidaan soveltaa moottorin ohjausjärjestelmän kehitystyössä. Ennen tätä projektia ohjausjärjestelmän kehittäjät eivät olleet mitenkään hyödyntäneet yksityiskohtaisia simulointimalleja, eivätkä ohjausjärjestelmän kehittäjien käytössä olleet mallit vastanneet riittävän hyvin oikean moottorin toimintaa.

Työssä perehdyttiin AGCO-Powerilla käytössä olleen simulointityökalu GT-Powerilla tehtyihin malleihin. GT-Power-mallin simulointi on hidasta, noin 10–20 kertaa reaaliaikaa hitaampaa. Koska simulointi GT-Power-mallilla on melko hidasta, todettiin että sitä piti nopeuttaa, ennen käyttöä ohjausjärjestelmän kehityksessä. Työn kuluessa päädyttiin tutkimaan kahta erilaista vakiintunutta tapaa yksinkertaistaa GT-Powerin mallia. Ensimmäinen vaihtoehto oli tehdä GT-Power-mallista keskiarvomalli, joka on erittäin nopea malli. Huonoina puolina on mallin ennustavuuden häviäminen sekä mallin työläs tekeminen. Mallien kehitykseen perehtyneen kehitysinsinöörin mukaan keskiarvomallin tekemiseen voisi mennä jopa puoli vuotta. Tämä aika katsottiin olevan liian pitkä toteutettavaksi. Toinen vaihtoehto oli FRM-malli, joka säilyttää GT-Powerin ennustavuuden, ja on yksinkertaistuksen jälkeen suhteellisen nopea. Lisäksi se on suhteellisen nopea tehdä yksityiskohtaisesta mallista, mikä on tärkeää, koska suunnitelmana on jatkossa tehdä kaikista AGCO Powerin eri moottorimalleista simulointimallit ohjausjärjestelmän kehityksen käyttöön. Näistä syistä johtuen päädyttiin tekemään FRM-malli, jota voidaan käyttää MIL- ja SIL-simuloinnissa. Mahdollisuutta HIL-simulointiinkin pohdittiin, mutta pääteltiin että mallin nopeus ei luultavasti ole siihen riittävä, mikä myös myöhemmin todettiin.

Mallin rakentamisen eri vastuualueet määriteltiin ennen mallin rakentamista. Mallin rakentaminen aloitettiin mallin vaatimusten määrittämisellä. Lisäksi vaatimuksissa valittiin moottori, josta ensimmäinen malli tehtiin. Vaatimusten perusteella mallia yksinkertaistettiin entisestään jättämällä ruiskutusjärjestelmästä ennakko- ja jälkiruiskutukset pois. Yksinkertaistettu malli siirrettiin vaatimusten mukaiseen ympäristöön, eli Matlab Simulinkiin, jossa myös moottorin ohjausjärjestelmää kehitetään.

Simulinkissä tehtiin mallille validointikokeita, joissa mallin toimintaa verrattiin oikean moottorin mittauksiin. Testijärjestelyissä mallille syötettiin sisäänmenoina samoja arvoja kuin moottorille oli syötetty, ja näillä arvoilla saaduista ulostuloista piirrettiin kuvia, joita verrattiin oikean moottorin mittausten kuvaajiin. Mallille tehtiin erilaisia testejä, joissa arvioitiin sen soveltuvuutta staattisten pisteiden sekä transienttitilanteiden si-

mulointiin. Lisäksi testattiin kaasuläpän ja hukkaportin toimintaa, joiden arviointiin käytettiin asiantuntijoiden näkemystä. Lopuksi mallia testattiin vielä polttoainejärjestelmän mallin kanssa, kuten MIL-simuloinnissa tehdään. Staattisten pisteiden simulointien eri suureiden suhteellisten virheiden keskiarvot olivat 2,6 – 4,6 %. Tarkkuutensa puolesta kehitetyn mallin voidaan todeta sopivan ohjausjärjestelmän kehitystyöhön normaalilla käyttöalueella, koska virheet jäivät melko pieniksi. Lisäksi NRTC-testin kuvaajien perusteella voidaan todeta, että malli toimii melko hyvin myös dynaamisissa tilanteissa. Myös hukkaportti- ja kaasuläppätestien toimiessa oikein, sekä MIL-simulointikokeilun onnistuttua, voidaan todeta, että malli sopii käyttötarkoitukseensa ohjausjärjestelmän kehitykseen.

Nykyinen FRM-malli on noin 1,3 kertaa nopeampi kuin alkuperäinen GT-Power-malli. Riippuen simuloitavasta tilanteesta, FRM-malli on 8-15 kertaa reaaliaikaa hitaampi. Kuitenkin verrattaessa alkuperäiseen GT-Power-malliin, FRM-malli on kaikissa tilanteissa tätä nopeampi. Alun perin toiveena oli, että malli olisi saatu toimimaan vielä nopeammin, jopa reaaliaikaisesti, jotta malli olisi saatu toimimaan myös HIL-järjestelmässä. Tästä vaatimuksesta jouduttiin kuitenkin luopumaan jo melko aikaisessa vaiheessa. Toisaalta jatkossa voisi tutkia onnistuisiko GT-Suite-RT-lisenssin käytöllä saada myös tässä työssä tehty malli toimimaan HIL-järjestelmässä reaaliaikaisesti, kuten työssä esitelty Ruggieron tutkimusryhmän tekemä FRM-malli. Tässä työssä sitä ei tutkittu. Jos yksityiskohtaisesta GT-Power-mallista halutaan saada reaaliajassa toimiva simulointimalli, voidaan kokeilla myös työssä esiteltyä toista vaihtoehtoa, eli keskiarvomallia. Tämä taas tarkoittaa sitä, että mallin ennustavuus häviää.

Jatkossa tehtäviin FRM-malleihin voidaan lisätä toiminnallisuutta mallintamalla ruiskutukseen ennakko- ja jälkiruiskutukset. Tässä työssä tehdyssä mallissa koko ruiskutusmäärä määriteltiin ruiskutettavan yhdellä kertaa. Myös pakokaasun takaisinkierrätyksen mallintamista voisi jatkossa kokeilla, joka pitäisi olla toteutettavissa. Lisäksi moottorin päästöjen toteutus mallissa olisi hyödyllistä, koska nykyään pakokaasun päästöraajat ovat niin tiukat, ja tiukentuvat jatkossakin. Niidenkin mallintaminen olisi toteutettavissa, mutta vaatisi lisätutkimusta. Luultavasti niiden toteutus pitäisi tehdä taulukkopohjaisesti kokeellisesti mallintamalla, koska tällä hetkellä tunnetaan niin vähän päästöjen muodostumisten yhtälöitä. Esimerkiksi näiden edellä mainittujen ominaisuuksien lisäys tai lisätutkimus saattaisi vaikuttaa positiivisesti mallin tarkkuuteen, ja mallin ulostulot olisivat lähempänä oikean moottorin mittaustuloksia. Toisaalta ominaisuuksien lisäys myös hidastaa mallia jonkin verran. Mallin hidastuminen ei luultavasti kuitenkaan haittaisi merkittävästi, koska malli ei tälläkään hetkellä ole kovin lähellä reaaliaikaista simulointinopeutta.

GT-Power-mallin hyödyntämiseen ja yksinkertaistukseen saatiin tämän tutkimuksen kautta uusi toimintamalli, jonka perusteella muidenkin moottoreiden yksityiskohtaisista malleista voidaan jatkossa tehdä Simulinkissä simuloitavat versiot. Mallien käytön toimivuutta ohjausjärjestelmän kehityksessä ei tämän diplomityön puitteissa tutkittu. Olisi

mielenkiintoista tutkia, miten uuden kehitystyökalun lisääminen vaikuttaa ohjausjärjestelmäsuunnittelijan työhön. Voidaanko sillä esimerkiksi tehdä peruskalibrointia, vähentääkö se ohjausjärjestelmän ohjelmointivirheitä tai vähentääkö se oikeiden testimoottojen käyttöä ohjausjärjestelmän suunnittelutyössä, vähentäen siten kustannuksia.

LÄHTEET

- Bosch. (2010). Diesel-Engine Management. Robert Bosch GmbH. 489 p.
- Bringmann, E. & Krämer, A. (2008). Model-based Testing of Automotive Systems. 2008 International Conference on Software Testing, Verification, and Validation, pp. 485-493.
- Broomhead, T., Manzier, C., Brear, M. & Hield, P. (2015). Model Reduction of Diesel Mean Value Engine Models. SAE Technical Paper 2015-01-1248, 2015. 14 p.
- Diesel Net. (2013a). Emission Test Cycles, ECE 15 + EUDC / NEDC. Saatavissa: https://www.dieselnet.com/standards/cycles/ece_eudc.php. Viitattu 9.9.2016.
- Diesel Net. (2013b). Emission Test Cycles, Nonroad Transient Cycle. Saatavissa: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/nrtc.php>. Viitattu 1.11.2016
- Diesel Net. (2016). Emission Test Cycles, NTE (Not-To-Exceed) Testing. Saatavissa: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/nte.php>. Viitattu 24.10.2016.
- Gamma Technologies. (2016). GT Suite - Engine Performance Application Manual. 122 p.
- Guzzella, L. & Onder, Christopher H. (2010). Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine. Springer. Berlin. 354 p.
- Haikala, I. & Märijärvi, J. (2006). Ohjelmistotuotanto. Yhdestoista painos. Talentum Media Oy. Gummerrus Kirjapaino Oy. Jyväskylä. 440 s.
- He, Y. & Lin, C-C. (2006). Development and Validation of a Mean Value Engine Model for Integrated Engine and Control System Simulation. 10th GT-Suite Users Conference November 14, 2006. Saatavissa: <https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/publication/GM-MeanValue.pdf>
- Hillston, J. (2014). Model Validation and Verification. Performance modelling lecture notes. The University of Edinburgh. School of informatics. pp 117 - 122. Saatavissa: <http://www.inf.ed.ac.uk/teaching/courses/pm/Note16.pdf>
- Isermann, R. (2014). Engine Modeling and Control. Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines. Springer. Berlin. 637 p.
- Li, R., Huang, Y., Li, G. & Song, H. (2013). Control-oriented Modeling and Analysis for Turbocharged Diesel Engine System. 2013 2nd International Conference on Measurement, Information and Control (ICMIC). pp. 855-860.

Ljung, L. & Glad, T. (1994). *Modeling of Dynamic Systems*. Prentice Hall. Englewood Cliffs, New Jersey. 362 p.

Rajamani, R. (2012). *Vehicle Dynamics and Control*. Second Edition. Springer. New York. 496 p.

Ruggiero, A., Montalto, I., Poletto, P., Pautasso, E., Mutaftaj, K. & Servetto, E. (2014). Development and assessment of a Fully-physical 0D Fast Running Model of an E6 passenger car Diesel engine for ECU testing on a Hardware-in-the-loop system. International Conference : SIA Powertrain - Rouen 2014 - 21 & 22 May 2014.

Saeedi, M. (2010). A Mean Value Internal Combustion Engine Model in MapleSim. Master of Applied Science thesis. University of Waterloo. 134 p.

Sargent, R.G. (2011). Verification and Validation of Simulation Models. Proceedings of the 2011 Winter Simulation Conference (WSC). pp. 183-198.

Schernus, C., Rauscher, M. & Silvestri, J. (2000) Derivation of a Mean-Value Model from a Detailed Model. Presentation at the GT-Suite Users Conferences, 2000. Saatavissa: <https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/publication/FEV-MeanValue.pdf>

Socci, V. (2015). Implementing a Model-based Design and Test Workflow. IEEE International Symposium on Systems Engineering (ISSE), pp. 130-134.

Vepsäläinen, T. & Kuikka S. (2013). Benefit from Simulating Early in MDE of Industrial Control. 2013 IEEE 18th Conference on Emerging Technologies & Factory Automation (ETFA). 8 p.

Willermark, D. & Smith N. (2009). GT-POWER Real-Time – Diesel engine model for Hardware in the Loop testing. GT-SUITE Conference 2009. Saatavissa: <https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/publication/Semcon2009.pdf>

Wahlström, J. & Eriksson, L. (2011). Modelling diesel engines with a variable-geometry turbocharger and exhaust gas recirculation by optimization of model parameters for capturing non-linear system dynamics. Proceedings of the Institution of mechanical engineers, 2011, Part D, journal of automobile engineering, (225), 7, pp. 960-986.

Zhang, X. & Mi, C. (2011). *Vehicle Power Management. Modeling, Control and Optimization*. Springer-Verlag. London. 346 p.